

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

С.П. Шевчук,
А.В. Ворфоломеев,
М.П. Осадчук

НАСОСИ, ВЕНТИЛЯТОРНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ

Лабораторний практикум

Навчальний посібник

Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра
за освітньою програмою «Інжиніринг інтелектуальних електротехнічних та
мехатронних комплексів»
спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

Рецензент: *Побігайло Віталій Анатолійович,*
к.т.н., доц., КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний
редактор: *Городецький Віктор Георгійович,*
канд. фіз.-мат. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 2 від 09.12.2021 р.)
за поданням Вченої Ради навчально-наукового інституту
енергозбереження та енергоменеджменту
(протокол № 2 від 27.09.2021 р.)*

У даному навчальному посібнику викладено методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт. Посібник містить теоретичні відомості щодо виконання робіт, перелік обладнання, опис виконання роботи, структуру звіту та контрольні запитання. Видання призначене для здобувачів ступеня бакалавра спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка.

Реєстр. № НП 21/22-527. Обсяг 5,0 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів
і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р

© С.П. Шевчук, А.В. Ворфоломеев, М.П. Осадчук
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Заходи безпеки під час виконання лабораторних робіт.....	6
Лабораторна робота № 1 «Дослідження напірної характеристики відцентрового насоса»	8
Лабораторна робота № 2 «Дослідження напірної характеристики гвинтового насоса».....	17
Лабораторна робота № 3 «Дослідження режимів роботи відцентрового вентилятора»	25
Лабораторна робота № 4 «Дослідження режимів роботи компресорів»	33
Лабораторна робота № 5 «Дослідження способів регулювання режимів роботи турбомашин».....	38
Лабораторна робота № 6 «Дослідження характеристики зовнішньої мережі турбоустановки»	47
Лабораторна робота № 7 «Дослідження закону пропорційності для турбомашин».....	57
Лабораторна робота № 8 «Дослідження режимів роботи послідовно з'єднаних насосів».....	64
Лабораторна робота № 9 «Дослідження режимів роботи паралельно з'єднаних насосів».....	71
Лабораторна робота № 10 «Вивчення конструкцій та принципу дії насосів»	76
Лабораторна робота № 11 «Вивчення конструкцій та принципу дії вентиляторів».....	101
Лабораторна робота № 12 «Вивчення конструкцій та принципу дії компресорів»	117
Список рекомендованої літератури.....	130

ВСТУП

Технічна цивілізація почалась з переходом від ремісництва до мануфактурного, індустріального виробництва, що неможливо без застосування машин та механізмів. Серед перших, опанованих людством, були машини для напірного переміщення рідини та газів. Хоча застосування їх почалося давно, але і зараз вони широко використовуються як у побуті, так і в промисловому виробництві. Потужності даних машин коливаються від ват до мегават. Сучасні насоси, вентилятори, компресори є одними з основних споживачів виробленої електроенергії. Тому увага до раціональності їх конструкції, до ефективності використання ними енергії повинна бути особливою. Інша особливість цих машин полягає в тому, що вони часто забезпечують життєво необхідні потреби людства в повітрі, воді, енергоресурсах та інші. Тобто, важливе значення має їх надійна та безперебійна робота протягом тривалого часу.

Історія розвитку насосних та вентиляторних установок сягає в XVI-XVII ст., які використовувались для вентиляції підземних виробок та водовідливу з приводом від водяного колеса або парової машини. В 1832р. російський гірничий інженер генерал-лейтенант А.А. Саблуков застосував для провітрювання шахт відцентровий вентилятор, а в 1835р. – відцентровий насос для водовідливу.

Більш широке застосування та розвиток турбомашин припадає на початок XX ст. і пов'язано з впровадженням електричного приводу. В 1930р. почалось серійне виробництво шахтних вентиляторів головного провітрювання на Горлівському машинобудівному заводі ім. С.М. Кірова, а з 1938р. освоєно виробництво осьових вентиляторів. Подальше

вдосконалення вентиляторних установок здійснювалось ЦАГІ, в 1951-1955рр. проектний інститут Дондіпровуглемаш та Інститут гірничої справи АН УРСР розробили шахтні відцентрові вентилятори типів ВЦД та ВЦО з високими техніко-економічними показниками.

В 1932-1935рр. розроблені перші вітчизняні конструкції шахтних насосів типів КСМ, ДИП, КМН. В 1943-1947рр. створені високонапірні шахтні насоси АЯП, здатні створювати напори до 600м.

ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Лабораторні роботи проводяться під наглядом і з дозволу викладача. Студентам забороняється самостійно включати чи виключати устаткування, виконувати будь-які операції на ньому, залишати його без нагляду. Забороняється експлуатація обладнання, що є технічно несправним.

Перед включенням установки потрібно перевірити справність обладнання, наявність і правильність положення огорожень деталей, що обертаються. Рекомендовано не одягати просторий одяг, шарфи, краватки тощо. Не дозволяється класти на установку будь-які сторонні предмети.

Користувачі обладнання повинні виконувати вимоги техніки безпеки по роботі з ним, а також Правила з експлуатації електроустановок. Під час роботи обладнання забороняється зрушувати з місця або рухати його. При виконанні лабораторних робіт необхідно користуватися здоровим глуздом.

Забороняється включати обладнання мокрими руками або знаходячись у воді.

Забороняється під час роботи проводити ремонтні заходи, усувати несправності електрообладнання, чистити устаткування, торкатися струмоведучих частин. Корпуси обладнання повинні бути надійно заземленими.

Перед вмиканням насоса необхідно перевірити справність прийомного фільтра, відкрити вентиль на всмоктувальному трубопроводі, забезпечити заливку насоса. Насоси необхідно використовувати з тією

рідиною, на яку вони розраховані. Тривала робота насоса при закритому вентилі на нагнітальному трубопроводі забороняється. Забороняється охолоджувати перегрітий насос зняттям кожухів.

Перед пуском вентилятора необхідно пересвідчитися у відсутності у ньому та повітропроводах сторонніх предметів. При роботі з вентилятором забороняється знімати огороження з його вхідного патрубка та просовувати в нього сторонні предмети (у тому числі пальці).

Забороняється запускати компресор при наявності тиску в напірній магістралі та виконувати пуск більше 8 секунд, так як затягнений пуск може призвести до виходу з ладу двигуна. При роботі з компресором забороняється вмикати компресор при знятому кожусі. Не рекомендовано на лабораторному обладнанні підіймати тиск вище 2-3 атм.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

«ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА»

1.1. Мета роботи: зняти напірну характеристику відцентрового насосу, ознайомитись з його роботою та правилами експлуатації.

1.2. Теоретичні відомості

Під геометричною висотою всмоктування розуміють різницю між горизонтом осі насосу і вільним рівнем рідини в резервуарі, з якого вона відкачується. Рух рідини по підвідній трубі (що підводить рідину від поверхні вільного рівня в резервуарі до перерізу входу в колесо насоса) здійснюється за рахунок початкової енергії рідини, тобто тиску, під яким знаходиться рідина (в основному – атмосферним). У зв'язку з цим запас енергії в рідині, яка переміщується по підвідній трубі, та тиск в ній зменшуються. Стан рідини, що переміщується від вільного рівня до входу в насос, описується рівнянням:

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} + H_b + \Delta H_b + \frac{c_b^2}{2g}, (1.1)$$

де p_a – тиск на поверхню вільного рівня рідини у резервуарі, Па;
 ρ – густина рідини, кг/м³; p_b – тиск рідини на рівні входу в насос, Па;
 H_b – геометрична висота всмоктування, м; ΔH_b – втрати напору на подолання опорів у підвідній лінії, м; c_b – швидкість рідини при вході в колесо, м/с; g – прискорення вільного падіння тіл, м/с².

Суму $H_b + \Delta H_b + \frac{c_b^2}{2g} = H_{\text{вак}}$ називають *вакуумметричною висотою*

всмоктування. З іншого боку ця висота дорівнює різниці напорів на вільній поверхні рідини в резервуарі та рідини на вході в насос, м:

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_b}{\rho g}. (1.2)$$

Умови всмоктування рідини в насос суттєво впливають на режим його роботи. Якщо тиск в рідині p зменшується до тиску пароутворення p_t (це відбувається в області перед входом рідини на лопатки колеса), то рідина закипає. При цьому створюються порожнини, заповнені паром і частково газами, що виділяються з рідини. Потік рідини приносить ці порожнини в канали колеса, тобто в область зі збільшеним тиском, де пари знову конденсуються. В момент завершення конденсації частинки рідини миттєво зупиняються, при цьому кінетична енергія частинок перетворюється в енергію пружної деформації. Оскільки рідина практично не стискається, то відбувається місцевий гідравлічний удар. Такий процес закипання та конденсації рідини в потоці, який супроводжується гідравлічними ударами, називається *кавітацією*. Кавітація тягне за собою руйнування коліс та інших деталей, зменшує ККД, напір та подачу насоса. Тому, для забезпечення надійної роботи насоса допустима в експлуатації висота всмоктування повинна складати, м:

$$H_{\text{в.дон.}} = 0,80 \dots 0,85 \left[\frac{p_a - p_t}{\rho g} - 10 \left(\frac{30\omega\sqrt{Q}}{\pi C} \right)^{\frac{4}{3}} - \Delta H_b \right], (1.3)$$

де ω – швидкість обертання вала насоса, рад/с; Q – подача насоса, м³/с; $C=800...1000$ – кавітаційний коефіцієнт насоса.

Тиск пароутворення в рідині p_t , у залежить від її температури. Цю залежність для води наведено в Таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Тиск пароутворення води

Температура рідини, К	Тиск пароутворення, м.в.ст.
293	0,24
313	0,76
333	4,07
353	4,87
373	10,30

Для запобігання кавітації застосовуються наступні заходи. Можливе зменшення геометричної висоти всмоктування і навіть прийняття її від'ємною в випадку розміщення насосної камери нижче рівня води водозбірника. Збільшення діаметру всмоктувального трубопроводу дозволяє зменшити швидкість і втрати напору в ньому. Крім того, втрати напору на вході в насос значно залежать і від опору фільтра та зворотного клапана на вході у всмоктувальний трубопровід. В деяких випадках для запобігання кавітації застосовують бустерні підпірні насоси, що послідовно приєднано до входу основного насоса для збільшення там тиску. В деяких випадках (великі подачі, швидкості обертання) використання бустерних насосів обов'язкове і передбачено комплектацією виробника.

Роботу відцентрового насоса характеризують наступні параметри:

Q – продуктивність (витрати, подача) – кількість рідини, що переміщується насосом за одиницю часу через одиницю перерізу, $\text{м}^3/\text{с}$; Характеризує швидкісні можливості переміщення рідини машиною. Крім об'ємної подачі Q , в залежності від одиниць виміру кількості рідини, використовують наступні різновиди: об'ємна подача – Q , $\text{м}^3/\text{с}$; вагова подача – G , Н/с ; масова подача – m , кг/с . Зв'язок між даними величинами подібний до зв'язку між об'ємом, вагою та масою: $m = \rho Q$, $G = \rho g Q$, де ρ - густина рідини, g - прискорення вільного падіння.

H – напір – кількість енергії, яка передається насосом одиниці ваги рідини, м ; Характеризує роботу, що виконує машина для переміщення рідини. Наприклад, при однакових подачі та трубопроводі, переміщення рідини по горизонталі потребує звичайно значно менших витрат енергії насосом ніж переміщення її вгору по вертикалі. Якщо енергія віднесена до одиниці ваги, то оперують терміном напір - H , м ($\text{Дж/Н} = \text{м}$). При віднесенні енергії до одиниці об'єму використовують термін тиск - P , Па ($\text{Дж/м}^3 = \text{кг/м}^2 = \text{Па}$). Згідно з законом збереження енергії, напір (тиск) нагнітача витрачається на отримання рідиною кінетичної енергії, обумовленою швидкістю її руху, потенційної енергії, обумовленою висотою підйому або рівнем тиску в резервуарі призначення та на третю складову – роботу по подоланню опору трубопроводу переміщенню рідини. Терміни тиск та напір характеризують одну і ту ж фізичну величину різними одиницями виміру. Тиск – частіше використовують для оцінки роботи вентиляторів та компресорів, напір – для насосів. Тиск, на відміну від напору, залежить від щільності рідини: $P = \rho g H$.

N – ефективна потужність – кількість енергії, яка перетворюється в насосі (підведена до його вала) за одиницю часу, Вт; Характеризує швидкісні можливості передачі енергії рідині насосом.

η – коефіцієнт корисної дії (ККД) – відношення кількості енергії, яка передається насосом рідині за одиницю часу (гідравлічна потужність насоса) до його фактичної потужності, в.о. Характеризує ефективність, з якою насос перетворює механічну енергію, що споживається з приводного вала в гідравлічну енергію потоку рідини.

Відцентрові насоси, як і всі гідравлічні машини, мають здатність до саморегулювання, тобто змінюють параметри, які характеризують його роботу, в залежності від умов експлуатації. У кожному конкретному випадку сукупність числових величин витрат, напору, ККД і потужності дають уяву про одиничний експлуатаційний режим насоса при деякій постійній частоті обертання робочого колеса. Сукупність можливих експлуатаційних режимів насоса, звичайно, задають у вигляді графіків залежностей його напору, потужності і ККД від витрат рідини і називають його експлуатаційними характеристиками (рис. 1.1). На рис. 1.1 позначено: H – напірна характеристика; N – залежність потужності, що споживає насос; η – залежність ККД насоса; $H_{\text{вак.д.}}$ – залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування (або може бути наведена залежність допустимого кавітаційного запасу – h_d). На характеристиках даються відомості про номінальні дані насоса: потужності – N_H ; напору – H_H ; подачі – Q_H . Їх визначено при максимальному ККД, яке є номінальним: $\eta_H = \eta_m$. Також із характеристик визначається H_0 – величина напору насоса при закритій засувці, що встановлена в напірному патрубці біля насоса.

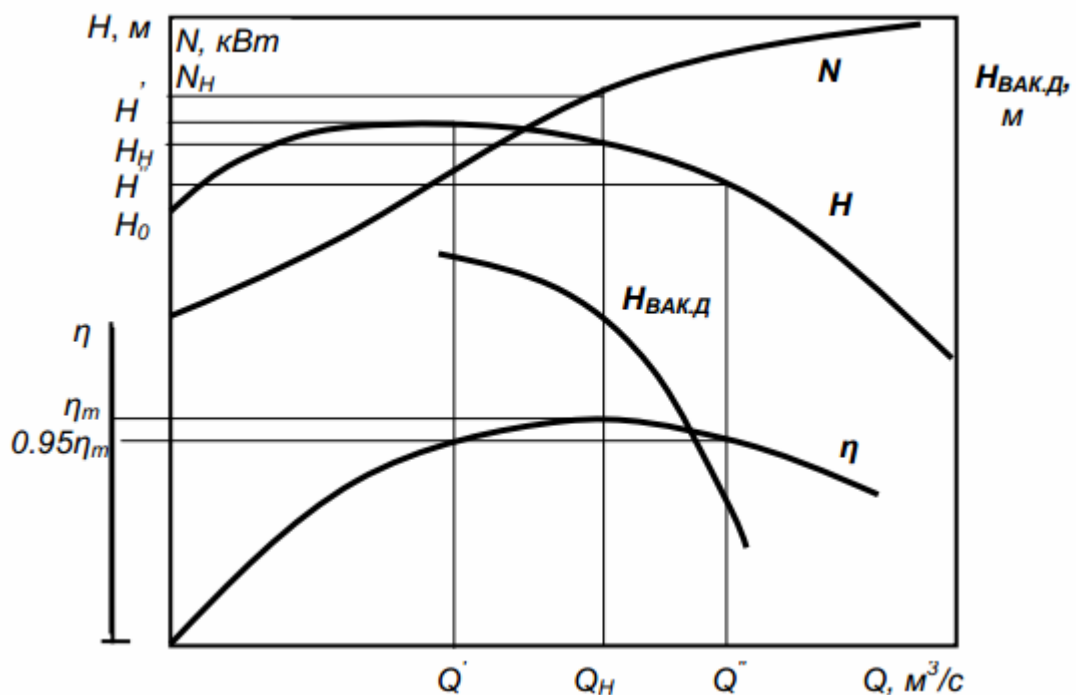


Рис. 1.1. Експлуатаційні характеристики насоса

Схема установки, на якій проводяться випробування відцентрового насоса в лабораторії, приведена на рис. 1.2. Після заливки та пуску насоса 4 в його підвідному патрубку 3 створюється розрідження, і під впливом атмосферного тиску рідина із резервуара 1 по підвідному трубопроводу 3, до якого приєднано забірний пристрій 2 з фільтром та приймальним клапаном, поступає в насос. Проходячи через насос, вода набуває запасу енергії і по напірному трубопроводу 8 поступає у зливний резервуар 10, який використовується як мірна ємність для точного визначення продуктивності насоса. Зміна режиму роботи насоса здійснюється регулювальною засувкою 7.

Повний напір насоса, м:

$$H = H_m + H_v + h, (1.4)$$

де h – перевищення розміщення манометру над рівнем осі обертання робочого колеса, м; H_m і H_v – відповідно приведені до напору покази манометра та вакуумметра, м.

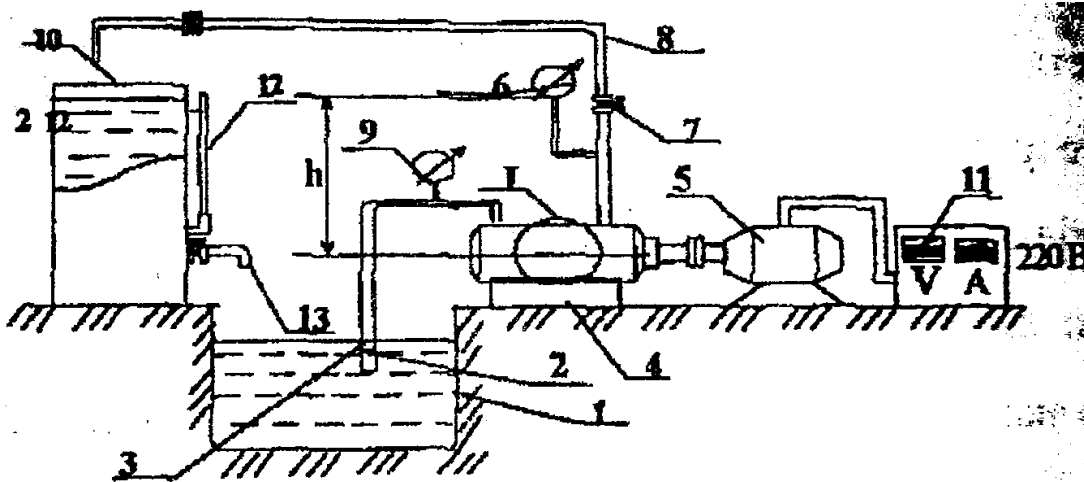


Рис. 1.2. Схема експериментальної установки

Корисна або гідравлічна потужність насоса, кВт:

$$N = \frac{QH\rho}{102} \cdot (1.5)$$

Ефективну потужність на валу двигуна, кВт:

$$N_e = UI\eta_d \cdot 10^{-3}, (1.6)$$

де U – покази вольтметра на випрямлячі, В; I – покази амперметра А;
 η_d — ККД двигуна, в.о.

Тоді ККД насоса, в.о.

$$\eta_n = \frac{N}{N_e} \cdot (1.7)$$

1.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

На схемі лабораторної установки, приведеній на рис. 1.2: 1 – резервуар, 2 – забірний пристрій, 3, 8 – трубопроводи, 4 – відцентровий насос, 5 – електродвигун, 6 – манометр, 7 – засувка, 9 – вакуумметр, 10 – вимірювальний резервуар, 11 – випрямляч.

1.4. Порядок виконання роботи

Залити насос водою і ввімкнути випрямляч 11, по вольтметру виставити напругу $U=220$ В. Дослідження характеристик $H=f(Q)$, $N=f(Q)$, $\eta_n=f(Q)$ починають при закритій засувці 7, тобто при нульових витратах. Повільно відкриваючи засувку 7, зняти показання вольтметра, амперметра, вакуумметра 9, манометра 6 та заміряти витрати рідини в 6..8 точках.

Виставити напругу $U=170$ В та повторити експеримент при іншій швидкості обертання колеса насоса.

Дані замірів та розрахунків занести в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2. Результати виконання роботи

№	U , В	I , А	p_B , МПа	p_M , МПа	p , МПа	Q , м ³ /с	N , кВт	N_e , кВт	η_n , в.о.
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									

Побудувати залежності $H=f(Q)$, $N=f(Q)$, $\eta_n=f(Q)$ та пояснити відмінність характеристик при різних швидкостях обертання.

1.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Таблиця з експериментальними та розрахунковими даними.
6. Графіки знятих характеристик.
7. Висновки по роботі.

1.6. Контрольні запитання

1. В чому полягає принцип роботи відцентрового насоса?
2. Що відноситься до індивідуальних характеристик насоса?
3. Що таке напір та продуктивність (подача) насоса? Їх одиниці вимірювання.
4. Що таке геометрична та вакуумметрична висоти всмоктування?
5. Що таке кавітація? Причини її виникнення.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

«ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГВИНТОВОГО НАСОСА»

2.1. Мета роботи: зняти експлуатаційні характеристики гвинтового насоса, ознайомитись з його роботою та правилами експлуатації.

2.2. Теоретичні відомості

Гвинтовий насос – це насос, в якому створення напору рідини, що нагнітається, здійснюється за рахунок витіснення рідини одним або декількома гвинтовими металевими роторами, які обертаються всередині статора відповідної форми.

Гвинтовий насос відзначається надійністю, компактністю та безшумністю в роботі, рівномірною подачею рідини. Гвинтові гідромашини можуть працювати як у режимі насоса, так і гідромотора.

Ексцентрично-гвинтовий (героторний) насос – самовсмоктувальний насос об'ємної дії (рис. 2.1), робочим органом якого гвинтова пара з внутрішнім зачепленням. Рухомий елемент робочої пари однозахідний гвинт (ротор) 3, який виконаний з конструкційної загартованої сталі, здійснює планетарний рух в обоймі (статорі) 2, яка виконана з еластичного полімерного матеріалу (гуми), здатного протистояти руйнуванню від середовища, що перекачується. Обойма має двозахідну гвинтову поверхню з кроком в 2 рази більше кроку гвинта. Перебуваючи в постійному контакті, гвинт і обойма утворюють замкнуті порожнини по довжині гвинта. Рідина переміщується шляхом періодичного витіснення постійного

об'єму замкненого в порожнинах між гвинтом і обоймою. При обертанні гвинта порожнина з боку патрубку всмоктування 1 збільшується в об'ємі, і в ній створюється розрідження. Під дією розрідження рідина поступає в насос. При подальшому обертанні і переміщенні ходу гвинтової лінії порожнина закривається, і рідина переміщується гвинтом уздовж осі обойми в сторону нагнітання (вихідного патрубка). Наявність планетарного руху гвинта обумовлює необхідність карданного з'єднання гвинта з валом привода 5. В місці з'єднання встановлюється ущільнююча гумова муфта 4.

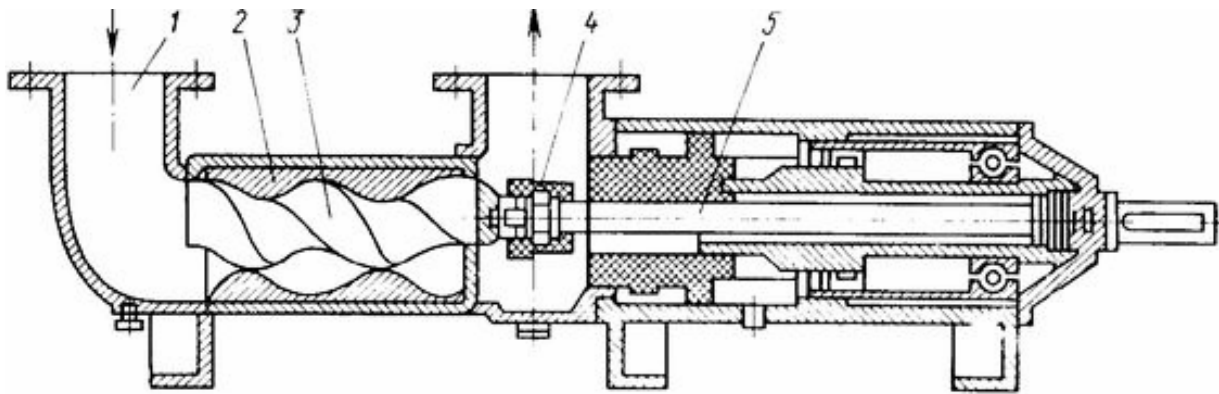


Рисунок 2.1. Гвинтовий (героторний) насос

Гвинтові насоси також випускаються в дво- або в тригвинтовому виконанні. Найбільш розповсюджені тригвинтові насоси з двозахідними гвинтами. Такий насос (рис. 2.2) складається з трьох гвинтових роторів, середній з яких є ведучим, а два бокових – веденими, ущільнювачами ведучого гвинта. При обертанні гвинтів їхні нарізки, взаємно замикаючись, відсікають у западинах певну кількість рідини та переміщують її уздовж осі обертання.

За принципом роботи гвинтові насоси відносяться до машин об'ємної дії, тому їм притаманні властивості поршневих насосів. Проте, відсутність клапанів та динамічна врівноваженість дають можливість

надати гвинтам високу швидкість обертання (1500-3000 об/хв і більше), що забезпечує велику продуктивність гвинтових насосів при порівняно малих габаритах.

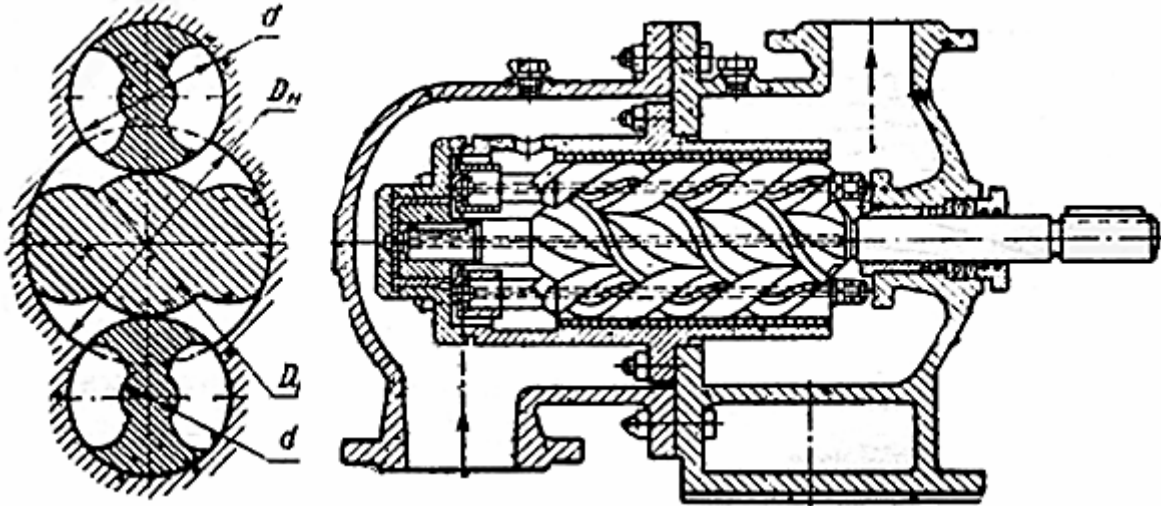


Рисунок 2.2. Тригвинтовий насос

Гвинтові насоси мають такі експлуатаційні якості:

- подача насоса із зміною геодезичної висоти мало змінюється, напірна характеристика подібна поршневого насоса;
- можливість створювати великі тиски (до 20МПа);
- властивість самовсмоктування;
- можливість перекачувати забруднену воду;
- відсутність спеціальних мастильних пристроїв (мастилом служить відкачувана рідина);
- простота конструкції, відсутність клапанів, передач, мала кількість деталей, зручність монтажу;
- рідина рухається в насосі прямолінійно і рівномірно, звідки впливає рівномірність подачі;
- збалансованість механізму і, як наслідок, низький рівень шуму при роботі;

- високий ККД (0,75-0,80 в.о.).

Недоліки гвинтових насосів:

- складність і велика вартість виготовлення;
- неможливо регулювати робочий об'єм;
- запуск насоса без рідини (вхолосту) може призвести до виходу його з ладу.

Оскільки вода служить мастилом, то гвинтовий насос не запускається без води. Для заливання всмоктувальну сторону насоса з'єднано з нагнітальною стороною перепускною трубкою з вентилем: з метою затримання в робочому просторі насоса деякої кількості води, отвір всмоктувального патрубку повернуто вгору.

Роботу гвинтового насоса характеризують наступні параметри:

H – напір – приріст питомої енергії рідини в насосі, м;

Q – продуктивність (витрата, подача) – кількість рідини, що переміщується насосом за одиницю часу, $\text{м}^3/\text{с}$;

N – ефективна потужність – кількість енергії, яка перетворюється в насосі (підведена до його вала) за одиницю часу, Вт;

η_n – коефіцієнт корисної дії (ККД) – відношення кількості енергії, яка передається насосом рідині за одиницю часу (гідравлічної потужності насоса) до його ефективної потужності.

У кожному конкретному випадку сукупність числових величин витрат, напору, ККД і потужності дають уяву про одиничний експлуатаційний режим насоса. Сукупність можливих експлуатаційних режимів насоса зазвичай задають у вигляді графіків залежностей його

напору, ефективної потужності і ККД від подачі рідини називають її експлуатаційною характеристикою (рис. 2.3).

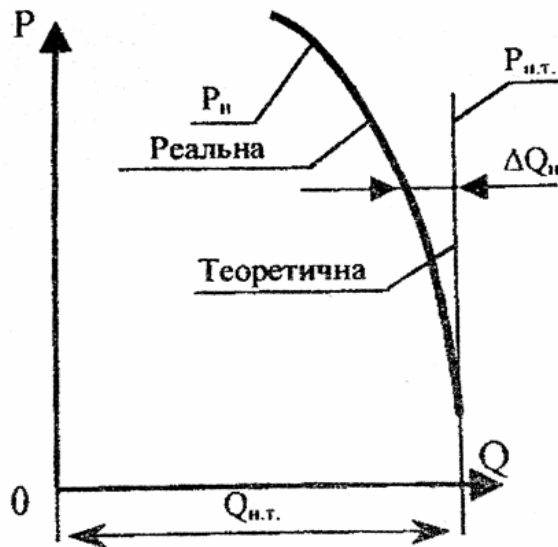


Рисунок 2.3. Напірна характеристика гвинтового насоса

Підвищення напору збільшує протікання рідини через лінію контакту гребеня гвинта з внутрішньою порожниною гумової обійми, і це дещо знижує подачу (див. рис. 2.3).

Повний напір насоса, м:

$$H = H_m + H_v + h, (2.1)$$

де H_m та H_v – напори, що відповідають показам манометра та вакуумметра, м; h – перевищення розміщення манометру над рівнем вісі обертання насоса, м.

Корисна гідравлічна потужність насоса, кВт:

$$N = \frac{QH\rho}{102}, (2.2)$$

де ρ – густина рідини, кг/м^3 .

Тоді ККД насоса, в.о.:

$$\eta_n = \frac{N}{N_E}, (2.3)$$

де N_E – ефективна потужність на валу двигуна, кВт.

2.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Схема установки, на якій проводяться випробування гвинтового насоса (героторного) в лабораторії, приведена на рис 2.4.

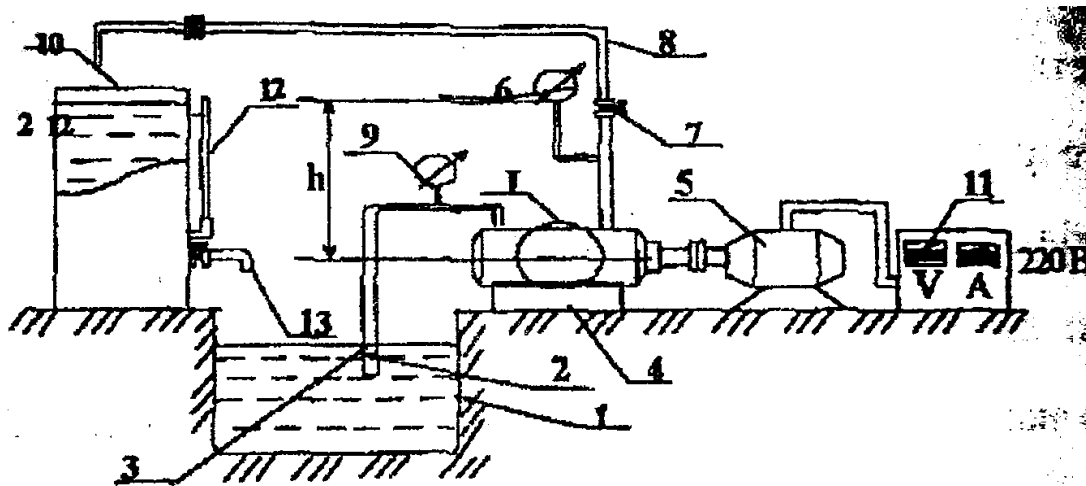


Рисунок 2.4. Лабораторна установка

Після пуску насоса 4 в його підвідному патрубку 3 створюється розрідження і під впливом атмосферного тиску рідина із резервуара 1 по підвідному трубопроводу 3, до якого приєднано забірний пристрій 2, поступає в насос. Проходячи через насос, вода набуває запас енергії і по напірному і трубопроводу 8 поступає у зливний резервуар 10, який використовують як мірну ємність для визначення продуктивності насосу. Зміну режиму роботи насоса здійснюють за допомогою засувки 7.

Ефективна потужність на валу двигуна вимірюється за допомогою вимірювального комплексу 11.

2.4. Порядок виконання роботи

Зняття характеристик $H=f(Q)$, $H_B=f(Q)$, $N_E=f(Q)$, $\eta_n=f(Q)$ починають при закритій засувці 7, тобто при нульових витратах. Повільно відкриваючи засувку 7, зняти показання вимірювального комплексу 11, вакуумметра 9, манометра 6 та заміряти витрати рідини в 6-8 точках.

Дані замірів та розрахунків занести в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1. Результати виконання лабораторної роботи

№ точки	p_v , МПа	p_m , МПа	H , м	Q , м ³ /с	N , кВт	N_E , кВт	η_n , в.о.
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							

Побудувати залежності $H=f(Q)$, $H_B=f(Q)$, $N_E=f(Q)$, $\eta_n=f(Q)$ та пояснити відмінність отриманої напірної характеристики гвинтового насоса від теоретичної. Усі розмірності виразити в системі СІ.

2.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Таблиця з експериментальними та розрахунковими даними.
6. Графіки знятих характеристик.
7. Висновки по роботі.

2.6. Контрольні запитання

1. Чим відрізняються за принципом дії одно- та багатогвинтові насоси?
2. Які переваги та недоліки гвинтових насосів?
3. Яка передача з'єднує ротор гвинтового насоса з приводом?
4. Які причини зменшення подачі насоса об'ємної дії при збільшенні напорі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 «ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА»

3.1. Мета роботи: дослідити роботу відцентрового вентилятора, зняти його характеристики.

3.2. Теоретичні відомості

У відцентровому вентиляторі повітря нагнітається в лінійному напрямку і під дією відцентрової сили, що виникає в робочому колесі, викидається в радіальному напрямку.

Параметрами робочого режиму вентилятора є подача (продуктивність, витрата), тиск, напір, потужність, ККД. Параметри робочого режиму вентилятора й основні дані, що характеризуються конструкцією (діаметр колеса, число ступенів, діаметри підвідного і напірного патрубків, число обертів, тощо) називають технічною характеристикою машини.

Подача (продуктивність) – це кількість рідини, що переміщується вентилятором в одиницю часу, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = fC, (3.1)$$

де f – площа перерізу потоку, м^2 ; C – середня швидкість повітря в напрямку нормальному до перетину потоку, $\text{м}/\text{с}$.

Напір – це кількість енергії, яка передається турбомашиною одиниці ваги рідини, м .

Тиск – кількість енергії, яка передається одиниці об'єму рідини, Па.

Корисною потужністю вентилятора називають кількість енергії, яка передана машиною секундному потокові повітря, Вт:

$$N = \rho g H Q. (3.2)$$

Корисна потужність по статичному напору:

$$N_{cm} = \rho g H_{cm} Q. (3.2)$$

Коефіцієнт корисної дії по повному напору машини – це відношення корисної потужності по повному напору до потужності по валу N_v , в.о.:

$$\eta = \frac{N}{N_v}. (3.4)$$

Коефіцієнт корисної дії по статичному напору машини – відношення корисної потужності по статичному напору до потужності по валу, в.о.:

$$\eta_{cm} = \frac{N_{cm}}{N_v}. (3.5)$$

Напір і продуктивність відцентрового вентилятора пов'язані між собою так званою теоретичною напірною характеристикою:

$$H = \frac{U_2^2}{g} \left(1 - \frac{\text{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2 U_2} \right) Q_m, (3.6)$$

де U_2 – окружна (лінійна) швидкість на кінці лопаток; D_2 – діаметр колеса по лопатках; b_2 – ширина лопатки робочого колеса на виході; β_2 – кут між відносною швидкістю та окружною швидкістю на виході з колеса.

У реальних вентиляторах існують витрати на тертя й удар. Перші описуються рівнянням, м:

$$\Delta H_{тр} = K_{тр} Q^2 \quad (3.7)$$

Розмір коефіцієнта $K_{тр}$ залежить від конструкції турбомашини.

Втрати на удар визначаються за формулою:

$$\Delta H_{уд} = K_{уд} \left(1 - \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (3.8)$$

де $K_{уд}$ – параметр, який залежить від конструкції турбомашини;
 Q_n – номінальна продуктивність турбомашини.

Дійсні напірні характеристики вентиляторів отримують шляхом віднімання від теоретичних значень H ординати кривих $\Delta H_{тр}$ і $\Delta H_{уд}$. На практиці дійсні напірні характеристики вентиляторів отримують при безпосередньому випробуванні машин. У лабораторії відцентровий вентилятор випробовується разом із камерою всмоктування (рис. 3.1).

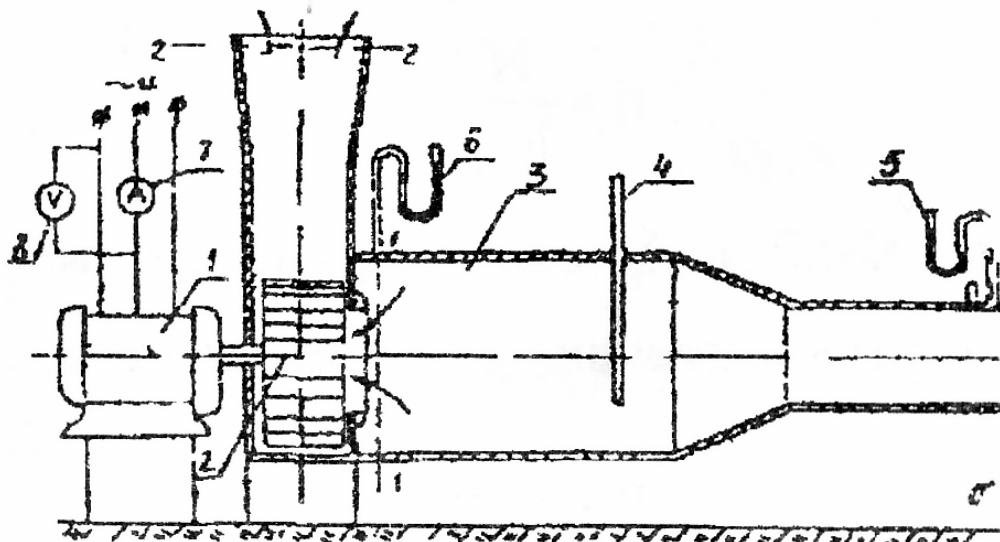


Рисунок 3.1. Відцентровий вентилятор

Основні параметри, котрі необхідно вимірювати, одержимо з рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2 (рис. 3.1):

$$p_{cm1} + \frac{\rho_n C_1^2}{2} + p_{\epsilon} = p_{cm2} + \frac{\rho_n C_2^2}{2} \quad (3.9)$$

де p_v – повний тиск, що розвиває вентилятор; $p_{ст1}$, $p_{ст2}$ – статичні тиски потоку в перерізах 1-1 і 2-2 відповідно; C_1 , C_2 – швидкість потоку в даних перерізах; $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря.

Відповідно до цього:

$$p_{\epsilon} = p_{cm2} - p_{cm1} + 0,5\rho_n (C_2^2 - C_1^2) \quad (3.10)$$

Аналогічно складаємо рівняння для потоку від перерізів 2-2 і 0-0, нехтуючи при цьому втратами:

$$p_{cm2} + \frac{\rho_n C_2^2}{2} + p_{\epsilon} = p_{cm0} + \frac{\rho_n C_0^2}{2} \quad (3.11)$$

де $p_{ст0}$, C_0 – статичний тиск та швидкість потоку в перерізі 0-0.

Отримавши з (3.11) $p_{ст2}$, підставимо його в (3.10):

$$p_{\epsilon} = p_{cm0} - p_{cm1} + 0,5\rho_n (C_0^2 - C_1^2) \quad (3.12)$$

Враховуючи, що

$$p_{cm0} = p_a - \rho_{\epsilon} g h_0, p_{cm1} = p_a - \rho_{\epsilon} g h_1, \quad (3.13)$$

де p_a – атмосферний тиск; ρ_{ϵ} – густина води; h – покази депресіометрів;

$$Q = C_1 F_1 = C_2 F_2 = C_0 F_0, (3.14)$$

а також, що

$$C_0 = C_2 F_2 / F_0, C_1 = C_2 F_2 / F_1, (3.15)$$

де F – площа відповідних перерізів, підставимо (3.13), (3.14), (3.15) в (3.12) і отримаємо:

$$p_s = \rho_s g (h_1 - h_0) + 0,5 \rho_n Q^2 (1 / F_0^2 - 1 / F_1^2). (3.16)$$

Отже, щоб знайти повний тиск, що розвиває вентилятор, необхідно заміряти падіння статичного тиску на ділянці 0-1 камери всмоктування і швидкість потоку в перерізі 2-2.

3.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Для зняття дійсних напірних характеристик відцентрового вентилятора використано лабораторну установку (рис. 3.1), що складається з електродвигуна 1, відцентрового вентилятора 2, камери всмоктування 3, засувки 4, депресіометрів 5 і 6, амперметра 7, вольтметра 8, анемометра.

Потужність на валу вентилятора, Вт:

$$N_s = \sqrt{3} U_n I \eta \cos \varphi, (3.17)$$

де U_n , I – показання вольтметра та амперметра; η , $\cos \varphi$ – ККД та коефіцієнт потужності двигуна.

Якщо в (3.4) врахувати (3.17) та конструкцію лабораторної установки, то коефіцієнт корисної дії по повному напору машини, в.о.:

$$\eta = \frac{p_{\epsilon} Q}{330 I}. (3.18)$$

При цьому подача вентилятора, м³/с:

$$Q = 0,09 C_2. (3.19)$$

Якщо в (3.16) врахувати конструкцію лабораторної установки, то повний тиск, що розвиває вентилятор, МПа:

$$p_{\epsilon} = 100(h_1 - h_0) + 1772 Q^2, (3.20)$$

причому h – покази депресіометрів у сантиметрах.

Статичний тиск, що розвиває вентилятор, МПа:

$$p_{\epsilon} = 100(h_1 - h_0), (3.21)$$

3.4. Порядок виконання роботи

Перед запуском електродвигуна I слід відключити амперметр 7, засувку 4 закрити. Запустити електродвигун. Після розгону вентилятора підключити за допомогою тумблера амперметр. Різниця статичних тисків у перетинах 0-0 і 1-1, визначаються за показниками депресіометрів 5 і 6. У перетині 2-2 швидкість потоку визначається за допомогою чашкового анемометра.

Дані вимірів занесено до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Результати виконання роботи

№	h_1 , см	h_0 , см	C_2 , м/с	Q , м ³ /с	p_B , Па	p_{CT} , Па	U , В	I , А	N_B , Вт	N_{CT} , Вт	N , Вт	η_{CT} , в.о.	η , в.о.
1													
2													
3													
4													
5													
6													
7													

3.5. Зміст звіту

1. Найменування і мета роботи.
2. Стислі теоретичні відомості.
3. Схема установки.
4. Таблиця з результатами дослідів.
5. Графіки залежностей: $p_B=f_1(Q)$; $p_{CT}=f_2(Q)$; $N=f_3(Q)$; $N_{CT}=f_4(Q)$; $\eta=f_5(Q)$; $\eta_{CT}=f_5(Q)$.

3.6. Контрольні запитання

1. Принцип роботи відцентрового вентилятора.
2. Що відноситься до технічних характеристик вентилятора?
3. Що таке статичний напір, статичний ККД, статична потужність вентилятора?
4. Втрати напору у відцентрових вентиляторах.
5. Навіщо потрібні конфузори та дифузори?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 «ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ КОМПРЕСОРІВ»

4.1. Мета роботи: експериментально зняти основні характеристики компресора. Ознайомитися з конструкцією компресора.

4.2. Теоретичні відомості

Компресорна установка служить для забезпечення споживачів стисненим повітрям і завжди складається з компресорної станції, повітропровідної мережі і споживачів. За принципом дії компресори підрозділяються на поршневі, ротаційні (зокрема гвинтові), відцентрові, мембранні.

Найбільше застосування в гірничій промисловості мають поршневі та відцентрові компресори. В обмеженій кількості застосовують також ротаційні (пластинні та гвинтові).

Режим роботи компресора характеризують наступні параметри:

- температура і тиск газу відповідно на вході p_1 , T_1 та на виході p_2 , T_2 компресора;
- ступінь підвищення тиску газу $\varepsilon = p_2 / p_1$;
- об'ємна Q або вагова G продуктивність;
- коефіцієнт продуктивності λ ;
- число обертів двигуна n ;
- коефіцієнт корисної дії η ;

- напір H ;

- потужність на валу компресора $N_{\text{вк}}$.

В загальному випадку при роботі компресора здійснюється політропний процес стискання газу, тобто температура і тиск повітря під час всмоктування і нагнітання змінюються.

Продуктивність компресора визначається за допомогою витратоміра, який встановлюється в перерізі нагнітальної труби. Якщо ступінь підвищення тиску мало відрізняється від розрахункового, то продуктивність наближено може визначатися, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = Q_p \frac{n}{n_p}, (4.1)$$

де Q_p – розрахункова продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$; n_p – розрахункова кількість обертів, об/хв; n – фактична кількість обертів, об/хв;

Вагова продуктивність, Н/с :

$$G = g\rho_n Q, (4.2)$$

де ρ_n – густина повітря при визначених тиску та температурі, кг/м^3 .

Так при температурі 293 К і тиску 1 атм густина повітря становить $1,2 \text{ кг/м}^3$. В загальному випадку густина повітря:

$$\rho_n = \frac{p}{R_i T}, (4.3)$$

де p – тиск, під яким знаходиться повітря, Па; T – температура повітря, К; $R_i = 287 \text{ Дж /кг} \cdot \text{К}$ – індивідуальна газова стала повітря.

При вході в компресор тиск менший атмосферного на величину втрат на фільтрі:

$$p_1 = p_a - \Delta p_1. (4.4)$$

Тиск на виході компресора:

$$p_2 = p_a + \Delta p_2. (4.5)$$

Величини Δp_1 і Δp_2 визначаються за показниками манометрів на вході і виході установки.

Політропний напір – це механічна робота, яку необхідно прикласти до кожної одиниці ваги газу для підвищення тиску в ньому від початкового до кінцевого значення. Політропний напір визначається за формулою:

$$H_n = \frac{m_1}{m_1 - 1} RT \left(\varepsilon^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right), (4.6)$$

де m_1 – показник політропи, який наближено розраховується за формулою, в.о.:

$$m_1 = \frac{\lg \varepsilon}{\lg (\varepsilon T_1 / T_2)}. (4.7)$$

Політропна потужність компресора, Вт:

$$N_n = H_n G / g. (4.8)$$

Потужність на валу компресора, Вт:

$$N_{\text{вк}} = U \eta_o. (4.9)$$

де U – напруга, яка підводиться до електродвигуна, В; I – струму, А; $\eta=0,7$ в.о. – ККД електродвигуна.

Політропний ККД компресора відображає його економічність при даному режимі роботи і визначається із співвідношення, в.о.:

$$\eta_o = N / N_{\text{вк}}. (4.10)$$

4.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Установка складається із компресора, повітряного фільтру і вентиля, повітрозбірника. Компресор УК-1М мембранного типу, продуктивністю $Q_p=0,13 \text{ м}^3/\text{хв}$, тиском $p=2$ атм та споживаною потужністю $N=600$ Вт.

На ексцентриковій частині валу розміщений шатун на підшипнику. Мембрана по краях притискається до корпусу клапанним диском, що має підвідний та напірний клапани. Над клапанним диском розташована голівка компресора, в яку вмонтований запобіжний клапан, вхідний та вихідний штуцери.

4.4. Порядок виконання роботи

Перед початком роботи необхідно ознайомитися з конструкцією експериментальної установки. Перевірити справність вимірювальної апаратури. Перед пуском компресора необхідно впевнитися у відсутності тиску в напірній магістралі. Запуск здійснюється натисненням кнопки "пуск" до розгону двигуна. Після запуску компресора потрібно зачекати, поки він прогріється (за встановленими показниками приладів). Зупинка компресора виконується натисканням на кнопку "ост". У роботі необхідно

знятті характеристики компресора $G=f(\varepsilon)$, $N_{\text{вк}}=f(\varepsilon)$, $\eta_{\text{п}}=f(\varepsilon)$. Вагова продуктивність у даній роботі визначається методом наповнення постійного об'єму при певному режимі роботи компресора ($\varepsilon=\text{const}$), Н/с:

$$G = \frac{gV_p}{Rt} \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right), (4.11)$$

де V_p – об'єм повітрозбірника, м^3 ; t – час його наповнення, с.

Результати вимірів і розрахунків заносять до таблиці.

4.5. Зміст звіту

1. Назва та мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Схема установки.
4. Таблиця з вимірами, графіки $G=f(\varepsilon)$, $N_{\text{вк}}=f(\varepsilon)$, $\eta_{\text{п}}=f(\varepsilon)$.
5. Висновки щодо роботи.

4.6. Контрольні запитання

1. Принцип роботи поршневого, відцентрового та мембранного компресорів.
2. Які параметри характеризують режим роботи компресора?
3. Що таке політропні напір, потужність та ККД компресора?
4. Чому при регулюванні поршневих компресорів застосовується дроселювання лише на лінії всмоктування?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

«ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ РЕГУЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ТУРБОМАШИН»

5.1. Мета роботи: експериментальне дослідження існуючих способів регулювання режимів роботи турбомашин на прикладі роботи насосів.

5.2. Теоретичні відомості

Регулювання робочого режиму відцентрових насосів зручно здійснювати *за допомогою дроселя* (засувки), встановленого на напірному трубопроводі. Це регулювання застосовують при потребі обмежити подачу або навантаження двигуна. Для насосів об'ємного принципу дії цей спосіб регулювання не застосовується, оскільки збільшення опору зовнішньої мережі не може зменшити подачі цього насосу. Регулювання дроселем на підвідній стороні в насосах не застосовується через загрозу кавітації.

Регулювання зменшенням числа робочих ступенів. При зміні числа робочих коліс насоса, його характеристика змінюється як показано на рис. 5.1. Припустимо, що величина потрібної подачі Q_n . Для п'ятиступінчатого насоса робочий режим визначається точкою 6, в якій подача більше потрібної. Прикриваючи засувку на напірному трубопроводі можна перейти у точку 7. Але це не економічно, оскільки виникають втрати напору на засувці. Якщо зняти одне колесо (крива 4), то подача зменшиться, а ККД насоса поліпшиться. Застосувавши засувку для такого регулювання, можна перевести режим роботи у точку 10, де подача Q_n .

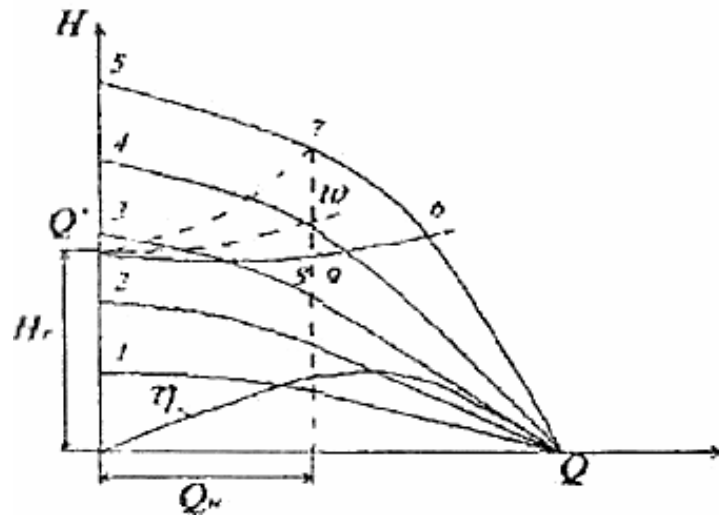


Рисунок 5.1. Регулювання режимів роботи насоса зменшенням числа робочих коліс

Якщо подача Q_1 , яку розвиває насос при роботі на зовнішню мережу, велика, і за умовами експлуатації її потрібно зменшити до Q_2 , то цього можна досягти *підрізкою лопаток* коліс з діаметра D_2 до D'_2 :

$$D'_2 = D_2 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_3}} = D_2 4 \sqrt{\frac{H_2}{H_3}}, (5.1)$$

де Q_3, H_3 – координати точки 3 перетину з характеристикою насоса параболі подоби, що проходить через точку 2 і має вершину в початку координат (рис.5.2)

Цей спосіб регулювання є досить економічним, оскільки ККД насоса майже не змінюється. Підрізку лопаток можна допускати до 8-10 % від початкового діаметра лопаток.

Регулювання зміною швидкості обертання. Швидкість обертання в насосах обмежується умовами запобігання кавітаційному руйнуванню деталей і міцністю матеріалів. Номінальна швидкість обертання у

більшості випадків буває і граничною швидкістю, через що регулювання зміною швидкості можлива лише в сторону зменшення швидкості.

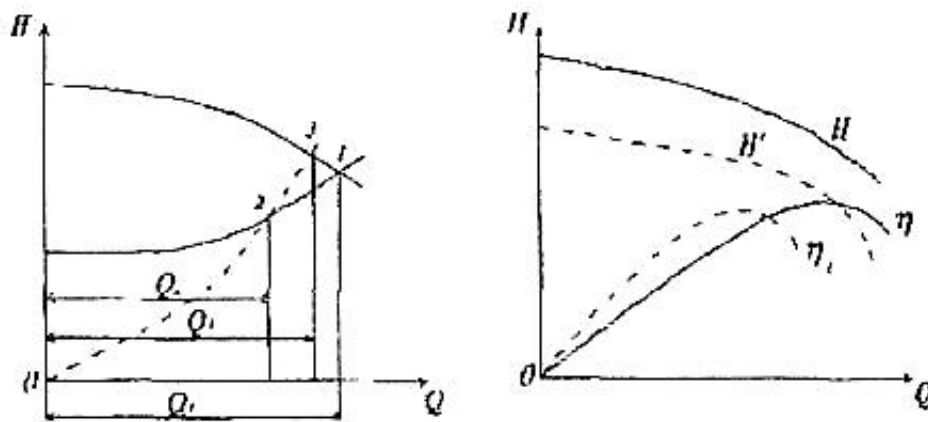


Рисунок 5.2. Регулювання режимів роботи насоса підрізкою лопаток робочих коліс

Відцентрові насоси стаціонарного водовідливу здебільшого працюють при сталій значній геодезичній висоті. Приймаючи до уваги, що при зменшенні швидкості обертання відцентрового насоса його напір зменшується пропорційно квадрату швидкості, а також те, що при заміні асинхронного двигуна іншим (при безпосередньому з'єднанні з насосом) можливе лише грубе регулювання зміною швидкостей, можна зробити висновок, що цей спосіб регулювання відцентрових насосів стаціонарного водовідливу має досить обмежені можливості застосування.

Регулювання зміною швидкості обертання можливе у прохідницьких відцентрових насосах, які на початку роботи працюють з невеликими напорами, а також для регулювання подачі у поршневих насосах, у яких напір не залежить від швидкості обертання, а подача пропорційна швидкості обертання.

Економічність цього способу регулювання висока, оскільки ККД насоса майже не зменшується, а втрати у регулюючих пристроях відсутні.

Часто витрати води, яку подають насоси об'ємного принципу дії *регулюють перепуском частини води з нагнітання у всмоктувальний отвір*. Для цього в насосах передбачають спеціальні перепускні труби з вентиллями. У деяких конструкціях насосів на перепускних трубах встановлюють пружинні запобіжні клапани, які відкриваються, коли тиск у насосі збільшиться понад припустиму величину.

Регулювання почергово-короткочасним включенням ступенів швидкості обертання. Регулювання подачі турбоустановки можна здійснювати почерговим включенням суміжних швидкостей обертання електродвигуна, з яких одна забезпечує надлишкову подачу $Q_{\text{над}}$ порівняно з розрахованою, а друга – недостатню $Q_{\text{нед}}$. При цьому регулюється відносна тривалість роботи на кожній ступені обертання. Таким чином можна забезпечити в середньому потрібну величину розрахованої подачі Q_p (рис. 5.3). Відносні величини відхилення надлишкової і недостатньої подачі від надлишкової:

$$\lambda = 1 - \frac{Q_p}{Q_{\text{над}}}; \delta = 1 - \frac{Q_{\text{нед}}}{Q_{\text{над}}}; (5.2)$$

звідки:

$$Q_{\text{над}} = \frac{Q_p}{1 - \lambda}; Q_{\text{нед}} = \frac{1 - \delta}{1 - \lambda} Q_p; (5.3)$$

Для того, щоб при почерговій роботі турбоустановки зі швидкостями ω_1, ω_2 отримати середню подачу, рівну розрахованій, час циклу роботи

треба розбити так, щоб відносна тривалість роботи з надлишкового подачею:

$$\tau_1 = \frac{\delta - \lambda}{\delta}, (5.4)$$

а з недостатньою:

$$\tau_2 = \frac{\lambda}{\delta}. (5.5)$$

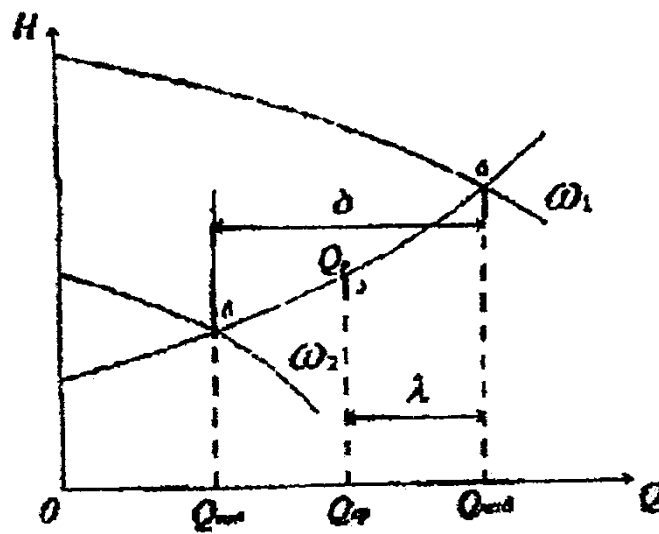


Рисунок 5.3. Регулювання режимів роботи насоса почергово-короткочасним включенням ступенів швидкості обертання

При цьому середня подача:

$$Q_{cp} = Q_{над} \frac{\delta - \lambda}{\delta} + Q_{нед} \frac{\lambda}{\delta} = Q_p \frac{\delta - \lambda}{(1 - \lambda)\delta} + Q_p \frac{1 - \delta}{1 - \lambda} \cdot \frac{\lambda}{\delta} = Q_p (5.6)$$

Потужність, витрачена в заданому режимі роботи (точка 5), при ідеальному регулюванні:

$$N_5 = \frac{R_1 Q_p^3}{\eta_6}, (5.7)$$

при недостатній подачі:

$$N = \frac{R_1 Q_p^3}{(1-\lambda)^3 \eta_6}, (5.8)$$

при надлишковій подачі:

$$N = \frac{R_1 Q_p^3 (1-\delta)^3}{(1-\lambda)^3 \eta_6}, (5.9)$$

де R_1 – опір зовнішньої мережі, характеристика якої подана на рис. 5.3 кривою 6-6; η_6 – ККД турбоустановки в режимах роботи 6-6.

ККД почергово-короткочасного регулювання подачі:

$$\eta_{p\lambda} = \frac{R_1 Q_p^3}{\eta_6 \left(\frac{R_1 Q_p^3}{(1-\lambda)^3 \eta_6} \cdot \frac{\delta - \lambda}{\delta} - \frac{R_1 Q_p^3 (1-\delta)^3}{(1-\lambda)^3 \eta_6} \cdot \frac{\lambda}{\delta} \right)}. (5.10)$$

Після скорочення маємо:

$$\eta_{p\lambda} = \frac{(1-\delta)^3 \delta}{\delta - \lambda + (1-\delta)^3 \lambda}. (5.11)$$

Цей спосіб регулювання може бути застосовано для економічного автоматичного регулювання режимів роботи. При цьому додаткове регулювання виконувати немає потреби.

5.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Схема експериментальної установки приведена на рис. 5.4. До складу установки входять два гідробаки 1 і 8, насос відцентровий 2, всмоктувальний 3 та нагнітальний 4 трубопроводи, засувка 5, манометр 6.

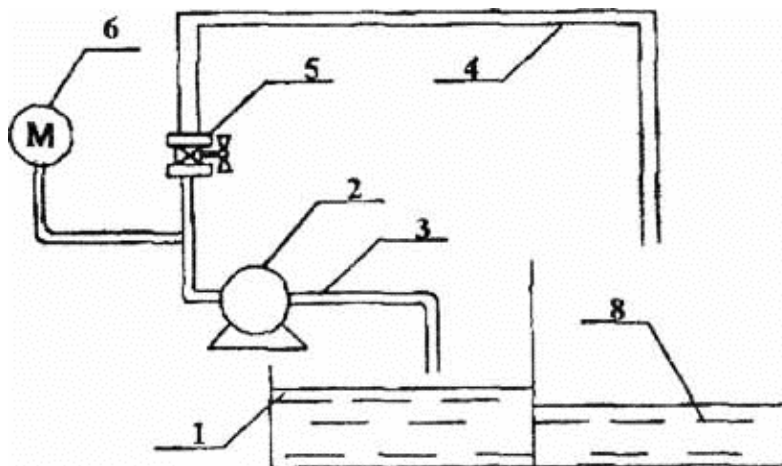


Рисунок 5.4. Схема експериментальної установки

5.4. Порядок виконання роботи

Ввімкнути насос 2 при повністю відкритій засувці 5 та повній швидкості обертання. Змінюючи положення засувки, досягти значення заданої викладачем подачі Q_n . Визначити ККД, як відношення втрат напору до геодезичної висоти.

Досягти того ж значення подачі Q_n , змінюючи швидкість обертання насоса. При цьому положення засувки повністю відкрите. Визначити ККД. Порівняти з попереднім способом регулювання. Зробити висновки.

Для заданих викладачем швидкостей обертання n_1 , n_2 визначити значення подачі Q_1 , Q_2 . Розрахувати час роботи при кожній швидкості обертання τ_1 , τ_2 , необхідні для забезпечення заданої подачі Q_n за формулами (5.4), (5.5). Провести експеримент. Порівняти отриману подачу з Q_n . Визначити розбіжність. Пояснити. Визначити ККД цього способу регулювання за формулою (5.11). Порівняти з іншими способам. Зробити висновки.

5.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Експериментальні дані та розрахунки по роботі.
6. Висновки по роботі.

5.6. Контрольні запитання

1. Чим відрізняються турбомашини від машин об'ємної дії?
2. Які є способи регулювання режимів роботи турбомашин? Пояснити їхні принципи.
3. Чому не застосовують регулювання дроселем на підвідній стороні в насосах?

4. Чому регулювання зміною швидкості зазвичай можливе лише в сторону зменшення подачі?

5. Від чого залежить ККД регулювання почергово-короткочасним включенням ступенів швидкості турбомашини?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

«ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗОВНІШНЬОЇ МЕРЕЖІ ТУРБОУСТАНОВКИ»

6.1. Мета роботи: експериментально дослідити та побудувати характеристику зовнішньої мережі турбоустановки.

6.2. Теоретичні відомості

Призначення нагнітачів – підвищувати енергію рідини, що, в тому числі, забезпечує її переміщення з місця постачання до місця споживання. Дане переміщення здійснюється крізь системи гідравлічних або пневматичних комунікацій – трубопроводів, повітропроводів, шлангів, колекторів, тунелів, приміщень, виробок і таке інше. Енергія, що передається нагнітачем рідині – напір (тиск) витрачається на збільшення її потенційної складової (пов'язано з підйомом на певну висоту, переміщенням в середовище із більшим статичним тиском), на подолання гідравлічних опорів мережі (обумовлені тертям), а також на збільшення кінетичної енергії рідини (створення на виході із мережі потоку потрібної швидкості).

Турбоустановкою називають сукупність турбомашини та зовнішньої мережі.

Зовнішня мережа – це сукупність труб, гірничих виробок, по яких рухається рідина (вода, повітря), під дією турбомашини. Для насосної установки до зовнішньої мережі належать підвідний та напірний трубопроводи. Для вентиляторної установки головного провітрювання до

зовнішньої мережі належить вся сукупність підземних виробок, по яких рухається повітря під дією вентилятор: тунелі, стволи, штреки, лави та інші. Для вентиляторної установки місцевого провітрювання зовнішня мережа це вентиляційний трубопровід (матерчатий, металевий з листового заліза, поліетиленовий).

Для вирішення практичних задач переміщення рідин та газів треба вміти не тільки обирати саме ту конструкцію нагнітача, що найбільш придатна для випадку що розглядається, треба узгодити його параметри з умовами роботи, забезпечити максимальну ефективність в експлуатаційному режимі. Досягнення даної мети потребує, крім інформації про характеристики нагнітача, знання характеристик мережі. Основними робочими параметрами зовнішньої мережі є втрати рідини та різниця напорів (тисків), що діють на кінцях зовнішньої мережі. Під кінцями зовнішньої мережі треба розуміти початкову і кінцеву точки транспортування рідини.

Параметри зовнішньої мережі зв'язані між собою певними залежностями. Залежність між витратами рідини Q зовнішньої мережі та напором H , який втрачається в ній, називають напірною характеристикою зовнішньої мережі турбоустановки. Характеристика мережі (витратна характеристика) зображується в тих самих координатних, що й характеристика нагнітача, осях і характеризує зв'язок між втратами напору в ній та продуктивністю (витратами). Напірна характеристика зовнішньої мережі визначається рівнянням $H=f(Q)$ або детальніше:

$$H = H_g + \Delta H_{ct} + RQ^2, (6.1)$$

де H_g – геодезична висота підйому рідини, м; ΔH_{ct} – напір, що витрачається на подолання статичного протитиску зовнішньої мережі, м;

R – коефіцієнт пропорційності, що є сталим для даної зовнішньої мережі і чисельно характеризує опір мережі, $\text{с}^2/\text{м}^5$; Q – витрата турбоустановки, $\text{м}^3/\text{с}$.

Згідно з рівнянням характеристики зовнішньої мережі, різниця напорів (тисків) на кінцях зовнішньої мережі витрачається на подолання геодезичної висоти H_r , статичного протитиску у зовнішній мережі $\Delta H_{\text{ст}}$ та гідравлічних опорів, включаючи втрати напору на створення швидкості рідини (див. рис. 6.1). Графічним зображенням характеристики трубопроводу (6.1) є парабола, що відтинає від осі напору геодезичну висоту.

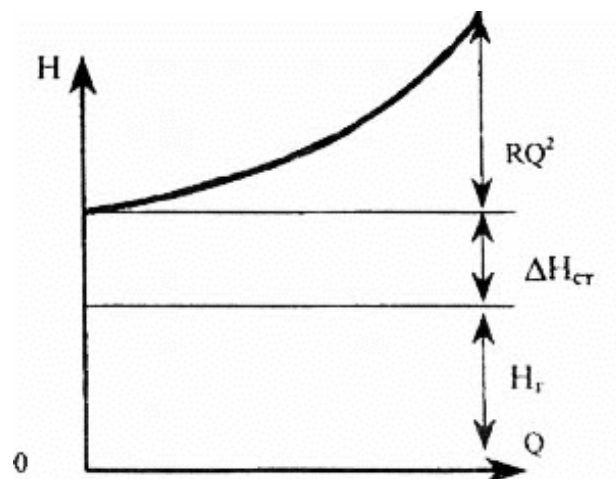


Рисунок 6.1. Напірна характеристика зовнішньої мережі турбоустановки

Окремі складові рівняння (6.1) можуть дорівнювати 0 або мати від’ємний знак. Наприклад, у випадку насосної установки статичний протитиск має від’ємний знак. Але беручи до уваги його незначну абсолютну величину, ним звичайно нехтують. Тим більше неточність, яка при цьому виникає, йде в запас надійності розрахунку.

Рівняння характеристики зовнішньої мережі насосної установки має вигляд:

$$H = H_z + RQ^2. (6.2)$$

Режим роботи турбомашини на зовнішню мережу обумовлюється співвідношенням їх $Q - H$ характеристик. Напірна характеристика турбомашини – це сукупність точок в координатах H, Q в яких вона може працювати. Це стосується і витратної характеристики мережі. При роботі конкретної турбомашини на конкретну мережу їх режим роботи визначається точками, що відносяться до обох характеристик – точками робочого режиму. Графічно ці робочі точки визначаються перетином $Q - H$ характеристик турбомашини та мережі.

Розв'язання рівняння (6.2) сумісно з рівнянням характеристики самого насоса дає значення координат робочої точки. Таким чином, змінюючи характеристики насоса можна отримати сукупність робочих точок насосної установки при різних умовах (рис.6.2). Ця сукупність відповідає характеристиці зовнішньої мережі.

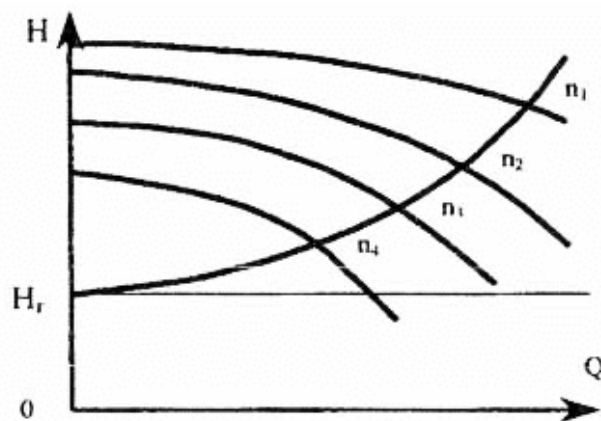


Рисунок 6.2. Сукупність робочих точок насосної установки при різних швидкостях обертання насоса

Координати робочих точок є параметрами робочого режиму: робочою подачею (Q_p) та робочим напором (H_p). При відсутності точки перетину характеристик мережі і турбомашини, остання не має робочого режиму. В цьому випадку мережа потребує іншої турбомашини, у якої буде витримана умова наявності стійкого робочого режиму: $H_{\max} > H_p$; $Q_p > Q_H$, де $H_{\max}$ - максимальний напір турбомашини, який досягається за подачі Q_H . Інший спосіб забезпечення стійкого робочого режиму – застосувати послідовне з'єднання кількох машин, сумарний напір яких задовольнить умові наявності робочого режиму.

Режим роботи турбомашини вважається стійким, якщо він автоматично повертається до попереднього стану після усунення причини, що його змінила. В випадку роботи турбомашини на зовнішню мережу збуренням (причиною, що змінює режим) можуть бути: зміна напруги живлення, що веде до зміни частоти обертання електродвигуна і, як наслідок, всієї напірної характеристики; зміна опору мережі веде до зміни її характеристики, зміна геодезичної висоти, або різниці тисків на виході і вході в мережу (статичного протитиску) веде до зміни точки перетину витратної характеристики мережі і осі напорів.

Умова стійкої роботи турбомашини формулюється як $dH_{\text{м}}/dQ > dH/dQ$. В графічній інтерпретації це свідчить, що в робочій точці тангенс кута відхилення від горизонталі дотичної до характеристики мережі більший ніж тангенс кута відхилення дотичної до характеристики насоса. Наявність точок нестійкої роботи є неприйнятним по кільком причинам. По-перше, обирання точки нестійкої роботи в якості основної може привести до самочинної зміни режиму, збільшення потужності, що споживається, виходу обладнання з ладу. По-друге, в цьому випадку

можливе виникнення помпажу – явища автоколювань в системі насосна установка – мережа, що супроводжується поштовхами подачі (подібно до машини об’ємної дії – помпи), гідроударами, виникненням аварійної ситуації.

Для вентиляторної установки рівняння характеристики зовнішньої мережі має вигляд:

$$H = RQ^2. (6.3)$$

У зовнішній мережі вентиляторної установки тиск, прикладений до її кінців, витрачається на подолання гідравлічних опорів рухові. Графічна характеристика зовнішньої мережі такої установки має вигляд параболи з вершиною на початку координат (рис. 6.3).

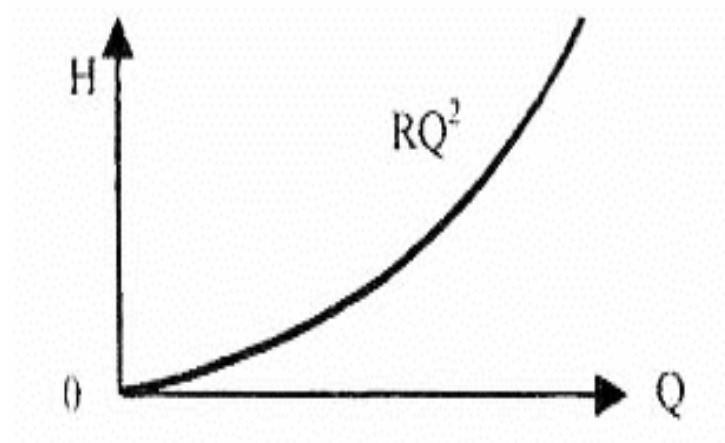


Рисунок 6.3. Напірна характеристика зовнішньої мережі вентиляторної установки

Під коефіцієнтом корисної дії зовнішньої мережі турбоустановки розуміють відношення сум геодезичної висоти і статичного протитиску до повного напору:

$$\eta = \frac{H_z + \Delta H_{cm}}{H_z + \Delta H_{cm} + RQ^2} \cdot (6.4)$$

У даній залежності чисельник відповідає корисній енергії, необхідній для піднімання рідини на задану висоту. Величина, що стоїть у знаменнику, відповідає повній енергії, що дійсно витрачається для тієї ж мети.

У багатьох випадках зовнішні мережі бувають дуже складними і характеризувати їх та порівнювати між собою важко. З метою отримання єдиного вичерпного параметру для характеристики різноманітних зовнішніх мереж (зокрема, вентиляційних) і порівняння їх між собою введено поняття *еквівалентного* (тобто рівноцінного) *отвору*.

Еквівалентним отвором зовнішньої мережі турбоустановки називають уявний круглий отвір у тонкій стінці такого діаметру, що опір протіканню рідини через цей отвір дорівнює фактичному опору даної мережі. Величина еквівалентного отвору залежить тільки від опору зовнішньої мережі R . Площа отвору визначається як:

$$A = \frac{0,38}{\sqrt{R}} \cdot (6.5)$$

6.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Дослідження зовнішньої мережі насосної установки виконується на лабораторному стенді, структурна схема якого зображена на рис. 6.4.

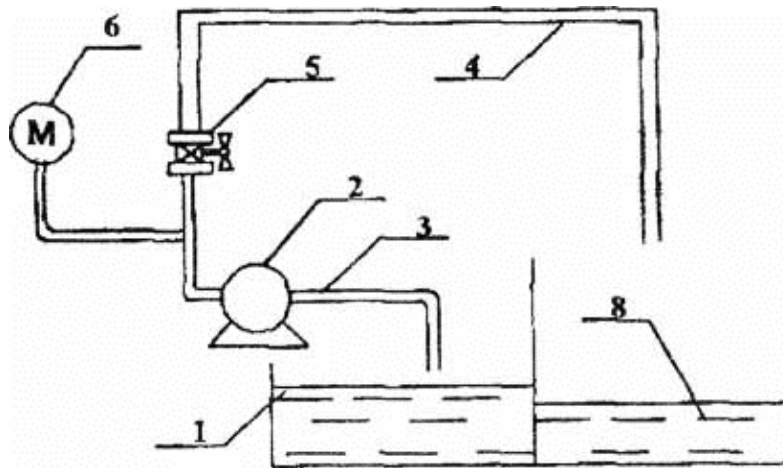


Рисунок 6.4. Схема лабораторної установки

Вода із ємності 1 перекачується насосом 2 через всмоктувальний 3 та напірний 4 трубопроводи в ємність 8. У напірному трубопроводі 4 вставлено манометр 6 і засувку 5. Величина витрат води визначається мірною лінійкою. Швидкість обертання насоса встановлюється регулятором джерела живлення двигуна насоса.

Обладнання для вимірювання: манометр, секундомір, мірна лінійка.

6.4. Порядок виконання роботи

1. Встановити засувку в означене викладачем положення. Встановити задану швидкість обертання насоса. Ввімкнути насос. Зняти показання манометра. За допомогою мірної лінійки та секундоміру визначити подачу насоса, виходячи з розмірів ємності. Залишаючи засувку в попередньому положенні, зняти 4-5 точок при різних швидкостях обертання насоса.

2. Встановити засувку в нове положення, аналогічно зняти іншу характеристику зовнішньої мережі.

3. За результатами експерименту побудувати отримані характеристики зовнішньої мережі.

4. Визначити для цих характеристик значення коефіцієнтів опору R , та площі еквівалентного отвору A .

5. Зробити висновки по роботі.

Таблиця 6.1. Результати виконання роботи

№	n , об/хв	Рівень h , м	t , с	p , МПа	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	H , м	R	A
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								
14								
15								

6.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Експериментальні дані та розрахунки по роботі.
6. Графіки знятих характеристик зовнішньої мережі.
7. Висновки по роботі.

5.6. Контрольні запитання

1. При яких припущеннях отримано характеристику водовідливної мережі?
2. При яких припущеннях отримано характеристику вентиляційної мережі?
3. Про який напір йде мова (що таке напір мережі?), коли розглядають $Q-H$ характеристику мережі?
4. Що таке робоча точка турбомашини, як вона визначається?
5. Який режим роботи вважається стійким? Що таке помпаж?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7 «ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНУ ПРОПОРЦІЙНОСТІ ДЛЯ ТУРБОМАШИН»

7.1. Мета роботи: перевірка закону пропорційності на лабораторній моделі насосної установки.

7.2. Теоретичні відомості

Точний розрахунок характеристик турбомашин супроводжується значними складнощами і потребує експериментальної перевірки. Іншим методом проектування та розрахунку параметрів робочого режиму, ніж суто розрахункове дослідження, є використання експериментальних результатів, що отримано при випробуванні подібних машин, з наступним їх перерахунком відповідно до випадку, що розглядається. Алгоритми коректного перерахунку характеристик турбомашин є предметом вивчення теорії подоби. В відповідності до неї формулюються принципи подоби, застосування яких дозволяє при проектуванні використовувати дослідні данні, що отримано при дослідженні аналогічних машин або моделей із значно меншими параметрами.

Подібними турбомашинами називають такі, що мають подобу гідродинамічних процесів. Умовою подоби є збереження геометричної, кінематичної, динамічної подоби.

Геометрична подоба – це рівність кутів та сталість співвідношення поріднених розмірів конструкцій натурної та модельної машин.

Кінематична подоба – це сталість співвідношення швидкостей в потоках рідини. Тобто, подоба трикутників швидкостей в подібних точках.

Динамічна подоба (подоба силової взаємодії) – потребує сталості співвідношення сил: інерції, тертя, ваги в потоках рідини. Умовою динамічної подоби сталого руху нестисливої в'язкої рідини є рівність чисел Рейнольдса натурної та модельної машин.

Теорія подібності припускає наявність схожих режимів у геометрично подібних лопасних насосів різного масштабу. На цих режимах однакова кінетична структура потоків рідини у каналах робочого колеса, приблизно однаковий характер силового впливу колеса на рідину, внаслідок чого однаковий і коефіцієнт корисної дії. Подібність робочих режимів насоса чисельно характеризується постійністю безрозмірних коефіцієнтів витрат $\bar{Q}$ та напору $\bar{H}$:

$$\bar{Q} = \frac{4Q/\pi}{D_2^2 U_2}, \bar{H} = \frac{gH}{U_2^2}, (7.1)$$

де Q і H – відповідно витрати ($\text{м}^3/\text{с}$) та напір (м) насоса; D_2 і U_2 – діаметр (м) та окружна швидкість ($\text{м}/\text{с}$) на ободі робочого колеса; g – прискорення сили тяжіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

На схожих режимах геометрично подібних машин теоретичним шляхом може бути визначено співвідношення між експлуатаційними параметрами, розмірами робочого колеса та частотою обертання робочого колеса насоса. Дійсно, якщо в (7.1) $\bar{Q} = \text{const}$ і $\bar{H} = \text{const}$, тоді:

$$\left| \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^3, \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^2, (7.2) \right.$$

де параметри з індексом «1» відносяться до насоса першого геометричного масштабу, а з індексом «2» – до насоса другого масштабу, який працює за першим у схожому режимі.

При однакових розмірах порівнювальних машин на схожих режимах з (7.2) маємо:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, (7.3)$$

Рівняння (7.3) називають законами пропорційності або законами експлуатації турбомашини. Вони свідчать, що при сталому опорі мережі подача, напір пропорційні, відповідно, першій, другій степені швидкості обертання. Дані рівняння дозволяють перераховувати характеристики турбомашини при зміні швидкості обертання. Для цього, обирається ряд точок вихідної напірної характеристики. Координати кожної з них, по заданому співвідношенню швидкостей, перераховуються згідно (7.3) і буде отримана нова характеристика.

Якщо врахувати, що потужність на валу насоса $N \sim QH$, тоді при однаковому ККД на подібних режимах з (7.3): будемо мати:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. (7.4)$$

Ці співвідношення використовують для розрахунку напірних характеристик лопасних машин при різних частотах обертання робочого колеса. Однак випробування лопасних машин при різних частотах обертання показують систематичні розходження дійсних напірних характеристик від розрахункових, що пояснюється непостійністю співвідношень між відцентровими та в'язкісними силами у робочому

процесі насосів різного геометричного масштабу. Це розходження необхідно знайти і оцінити в даній лабораторній роботі.

Зі співвідношень (7.3) отримаємо:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2. (7.5)$$

Це рівняння параболи, яка є геометричним місцем точок, координати яких визначають подібні режими турбомашини при зміні швидкості обертання (рис. 7.1). Ця парабола називається кривою пропорційності.

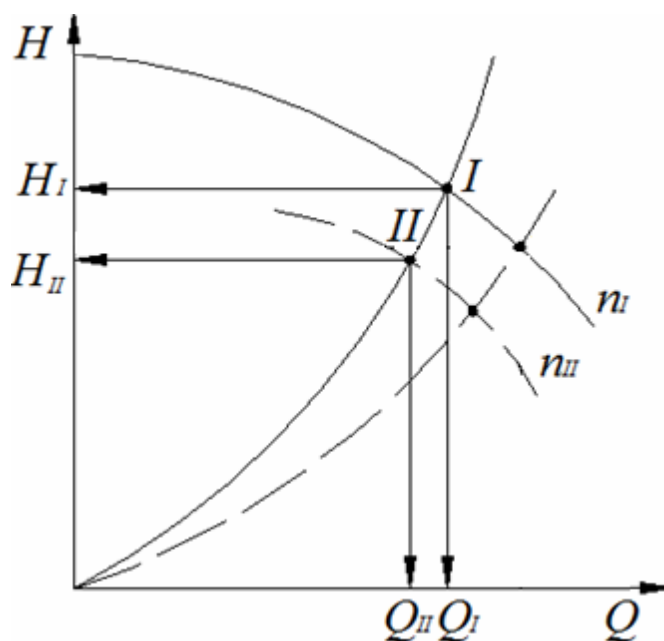


Рисунок 7.1. Криві пропорційності

7.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Лабораторна установка для перевірки закону пропорційності для турбомашин складається з насоса 3, випрямляча 1, електродвигуна 2,

трубопроводів 4 і 5, манометру 6, вакуумметра 7, витратоміру 8, резервуару 9, вентилів 10 і 11 (рис. 7.2).

7.4. Порядок виконання роботи

Перед початком роботи перевірити наявність води в резервуарі 9, справність кранів, трубопроводів, вимірювальної апаратури.

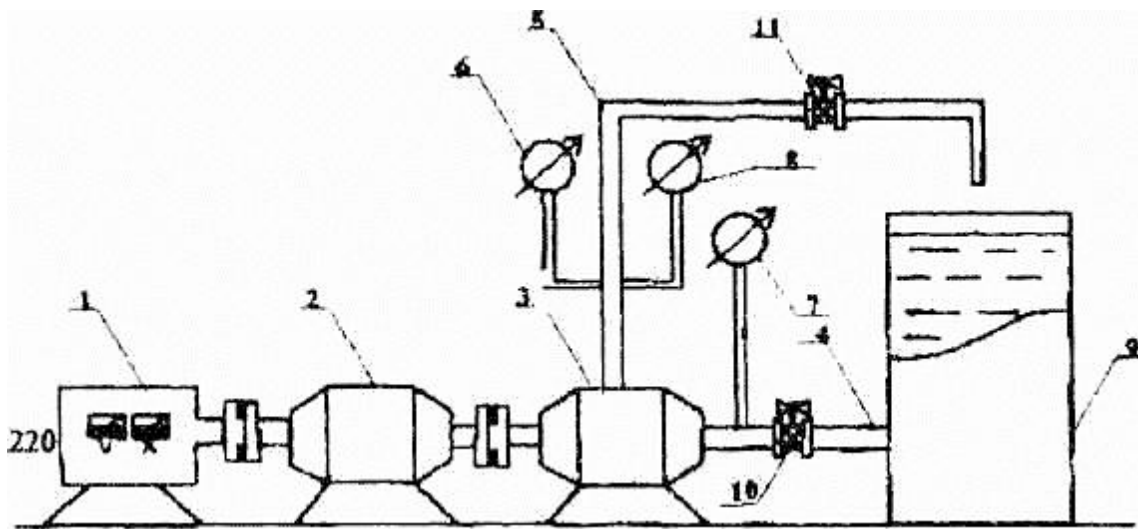


Рисунок 7.2. Лабораторна установка

Повністю відкрити крани 10 і 11. Запустити електродвигун 2, який обертає колесо відцентрового насоса 3 зі швидкістю n_1 . Виміряти повний напір H (повний тиск p) і витрати води Q за допомогою вакуумметра, манометру та витратоміру. Дані вимірів занести до таблиці 7.1. Вимкнути установку.

Не змінюючи положення кранів 10 і 11, тобто при постійному опорі мережі R , запустити електродвигун 2, і зміною напруги випрямляча 1 встановити швидкість обертання насосам. Виміряти напір і витрати води

(при цій швидкості обертання). Дані вимірів занести до таблиці 7.1. Вимкнути установку.

Далі провести аналогічні виміри в трьох точках, зменшуючи витрати води за допомогою засувки *II*.

Для 4-х значень опору зовнішньої мережі знайти відношення напорів і квадратів витрат води при різній швидкості обертання колеса відцентрового насоса. Порівняти одержані результати з теоретичними та зробити висновки. Дані експериментів відобразити на графіку (рис.7.1).

Таблиця 5.1. Результати дослідження

Параметри	Опір зовнішньої мережі							
	R_1		R_2		R_3		R_4	
	n_1	n_2	n_1	n_2	n_1	n_2	n_1	n_2
p_M , Па								
p_B , Па								
H , м								
Q , м ³ /с								
Q_{n1}/Q_{n2}								
$(Q_{n1}/Q_{n2})^2$								
H_{n1}/H_{n2}								

7.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання і вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Таблиці і графіки з експериментальними і розрахунковими даними.
6. Висновки по роботі.

7.6. Контрольні запитання

1. Які турбомашини є подібними?
2. Що таке геометрична, кінематична та динамічна подoba?
3. Як визначаються коефіцієнти витрат та напору турбомашини?
4. Як зміниться продуктивність, напір, потужність турбомашини при збільшенні швидкості робочого колеса в два рази?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8

«ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОСЛІДОВНО З'ЄДНАНИХ НАСОСІВ»

8.1. Мета роботи: експериментально визначити напірну характеристику двох послідовно з'єднаних відцентрових насосів і оцінити ступінь її відповідності розрахунковій.

8.2. Теоретичні відомості

При послідовному з'єднанні, перший насос забирає воду з водозабірного колодязя і нагнітає її до підвідного патрубка другого насоса, який подає воду в напірний трубопровід (рис. 8.1).

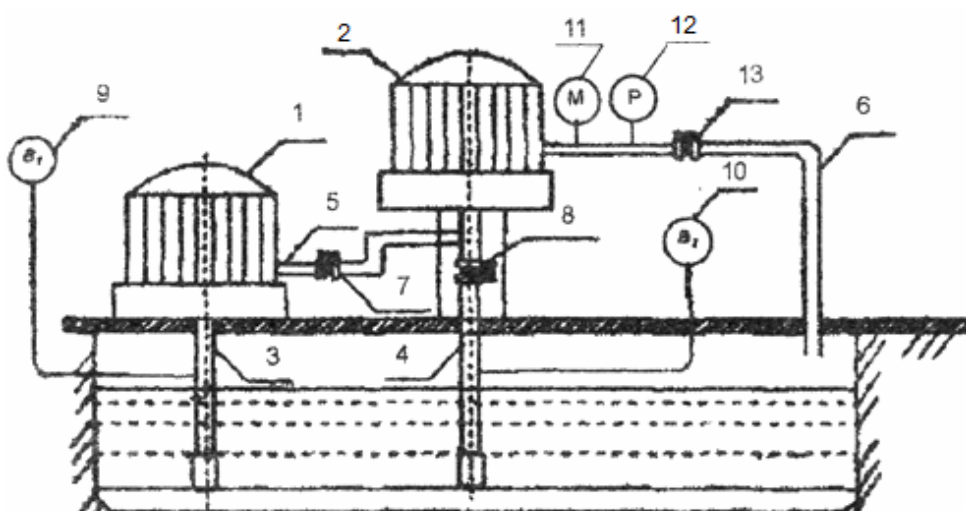


Рисунок 8.1. Послідовно з'єднані насоси

Послідовне з'єднання насосів використовують при необхідності створення великих напорів, коли однією машиною неможливо забезпечити потрібний напір. При такому з'єднанні насосів рідина по черзі проходить

проточні канали робочого колеса кожного з них та отримує необхідний приріст енергії (напору). При сталому режимі роботи насосної станції, загальна подача насосів не змінюються за часом, їх спільний напір дорівнює сумі напорів послідовно з'єднаних насосів при однаковій продуктивності.

На цьому положенні ґрунтується загальний принцип графічної побудови сумарних напірних характеристик послідовно з'єднаних насосів і розрахунку їх експлуатаційного режиму. Якщо задані індивідуальні характеристики кожного з двох з'єднаних насосів, то сумарна їх напірна характеристика будується шляхом геометричного складання ординат напірних характеристик першої і другої машини при однакових значеннях подачі. Робочий режим насосів визначається точкою перетину сумарної характеристики з напірною характеристикою зовнішньої мережі (рис. 8.2).

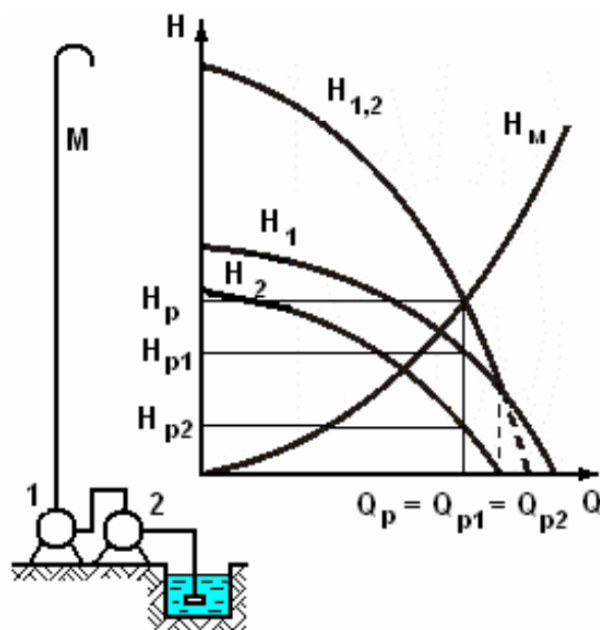


Рисунок 8.2. Індивідуальні характеристики послідовно з'єднаних насосів

У випадку, коли насоси мають різні характеристики, можливі такі режими роботи, коли напір і подача спільно працюючих насосів менше цих же показників самостійно працюючого більш потужного насоса. Принцип графічного складання індивідуальних характеристик насосів базується на припущенні про незмінність напірної характеристики насосів і незалежності її від тиску в проточних каналах робочого колеса. Таке припущення правомірне тільки при певних умовах, оскільки величина тиску значно впливає на кавітаційно-вихорову структуру потоку в проточній частині насоса. При послідовному з'єднанні кожний наступний насос знаходиться під тиском, який перевищує його розрахунковий тиск на величину сумарного тиску попередніх насосів. При значній різниці між розрахунковим і дійсним тисками, напірна характеристика насоса буде відрізнятись від характеристики, яка отримана при нормальних випробуваннях. Встановлення та оцінка цих відмінностей і є метою даної лабораторної роботи.

8.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Установка для зняття характеристик послідовно працюючих насосів (рис. 8.1) складається з двох відцентрових насосів 1 і 2 з електродвигунами, підвідних патрубків 3 і 4, з'єднуючого трубопроводу 5, напірного трубопроводу 6, вентилей 7 і 8, вакуумметрів 9 і 10, манометра 11, витратоміра 12, засувки 13.

Тиск у підвідному трубопроводі вимірюється вакуумметром. У вакуумметрі (рис. 8.3, а) внутрішній простір корпусу і приладу герметично розділений мідною пластинкою 2, до якої припаяна зубчаста рейка 3, зв'язана через трубчасте колесо 4 із стрілкою 5. Якщо трубку 6 з'єднати з

підвідним трубопроводом, то пластинка вигнеться донизу під дією різниці тиску p_a атмосферного повітря. Стрілка покаже на шкалі різницю тисків $p_a - p_u$, тому для отримання тиску, що вимірюється від величини атмосферного тиску слід відняти показання вакуумметра. Шкала вакуумметра проградуйована в міліметрах ртутного стовпчика.

Тиск в напірному трубопроводі вимірюється манометром (рис.8.3, б).

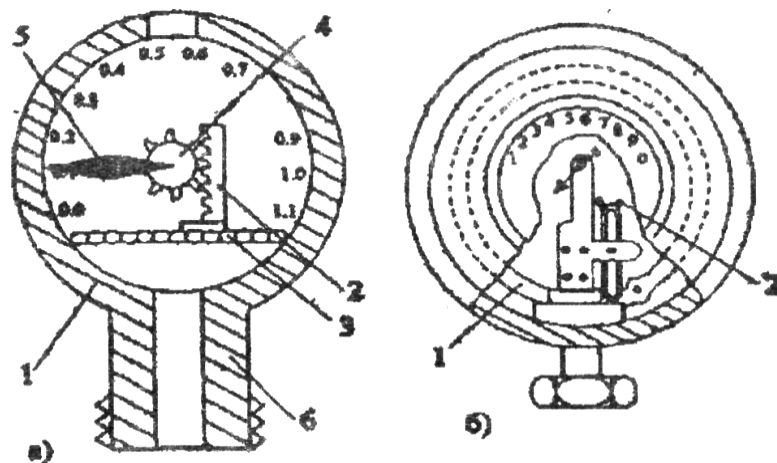


Рис. 8.3. Вимірювачі тиску

Манометр має пружну латунну трубку 1 овального перерізу. Один кінець трубки запаяний і з'єднаний з допомогою важелів і зубчатих коліс зі стрілкою 2. Другий кінець трубки відкритий і підключений до нагнітальної труби. Трубка під дією різниці тисків $p_u - p_a$ буде випрямлятися при збільшенні тиску і закручуватися при зменшенні цього тиску, при чому запаяний кінець трубки буде переміщуватися і стрілка на шкалі манометра покаже надлишковий манометричний тиск $p_m = p_u - p_a$. Для отримання абсолютного тиску необхідно до манометричного додати атмосферний тиск. Шкала манометра проградуйована в кгс/см^2 (в технічних атмосферах).

Витрата води вимірюється за допомогою механічного витратоміра, що являє собою турбінку, яка зв'язана з індикаторною стрілкою. Величина переміщення стрілки на шкалі пропорційна кількості рідини (м^3), що пройшла через переріз труби. Вимірюючи час, визначаємо витрату рідини в $\text{м}^3/\text{с}$.

8.4. Порядок виконання роботи

Для дослідження характеристики першого відцентрового насоса, слід закрити вентиль 8, відкрити вентиль 7 (рис. 8.1), закрити засувку 13, ввімкнути рубильник і подати напругу на схему. Впевнившись за показаннями вольтметра, що напруга дорівнює $\sim 220 \text{ В}$ і насос залито, натиснути кнопку «пуск першого насоса» і запустити насос. Після досягнення насосом номінальних обертів зняти першу точку характеристики насоса $H_1=f(Q_1)$ при повністю закритій засувці, тобто при нульовій витраті рідини. В подальшому, змінюючи продуктивність насоса за допомогою засувки 13, зняти дані вакуумметра 9, манометра 11 і витратоміра 12 в п'яти-восьми точках. Зробивши останній вимір, вимкнути насос. Дані вимірів і розрахунків занести до таблиці 8.1.

Для дослідження характеристики другого насоса, слід закрити вентиль 7, відкрити вентиль 8, закрити засувку 13, перевірити заливку насоса, напругу і запустити другий насос. Після розгону насоса зняти характеристику $H_2=f(Q_2)$ аналогічно попередньому насосу. Дані вимірів занести до таблиці 8.1. Після зняття характеристики насос 2 вимкнути і закрити засувку 13.

Для дослідження сумарної характеристики послідовно з'єднаних насосів, слід відкрити вентиль 7, 8 і запустити насоси 1 і 2 при закритій

засувці 13. Сумарна характеристика $H_{1-2}=f(Q_{1-2})$ знімається аналогічно попереднім індивідуальним характеристикам. Дані занести до таблиці 8.1.

Таблиця 8.1. Результати виконання роботи

№ насоса	Виміри	Розмірність	Точки характеристики							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	H_1	m								
	Q_1	m^3/c								
2	H_2	m								
	Q_2	m^3/c								
1+2	H_{1-2}	m								
	Q_{1-2}	m^3/c								
1+2 (теор.)	$H_{1-2т}$	m								
	$Q_{1-2т}$	m^3/c								

Використовуючи індивідуальні характеристики насосів 1 і 2, побудувати сумарну характеристику $\Sigma H=f(Q_{1-2})$. Порівняти останню з експериментальною характеристикою, встановити і пояснити різницю.

8.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.

3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Таблиця з експериментальними та розрахунковими даними.
6. Графіки знятих характеристик.
7. Висновки по роботі.

8.6. Контрольні запитання

1. Коли застосовується послідовне включення насосів?
2. Яким є результуючі напір і продуктивність послідовно включених насосів?
3. Чому реальна характеристика послідовно включених насосів відрізняється від теоретичної?
4. Принцип дії манометра та вакуумметра.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 9 «ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИХ НАСОСІВ»

9.1. Мета роботи: експериментально визначити напірну характеристику двох паралельно з'єднаних відцентрових насосів і оцінити ступінь її відповідності розрахунковій.

9.2. Теоретичні відомості

При паралельному з'єднанні насосів, кожен з них всмоктує воду з водозбірного резервуару і подає її в загальний трубопровід (рис. 9.1). Для паралельної роботи переважно використовуються насоси, які мають однакові характеристики.

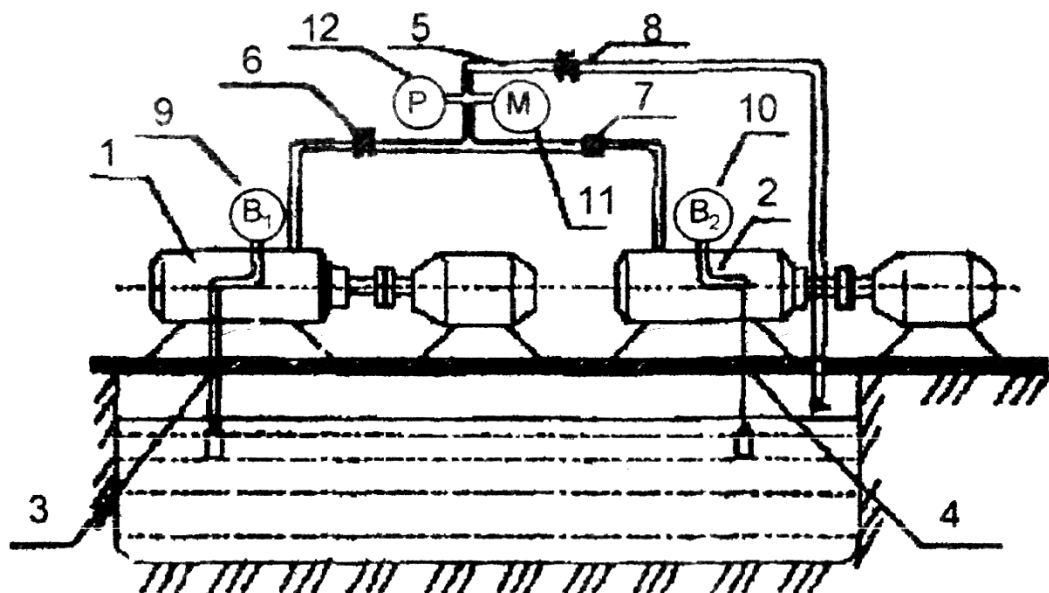


Рисунок 9.1. Паралельно з'єднані насоси

При паралельному з'єднанні відцентрових насосів їх сумарну характеристику отримують як суму абсцис характеристик кожного насоса, а робочий режим – точкою перетину сумарної характеристики з характеристикою трубопроводу (рис. 9.2).

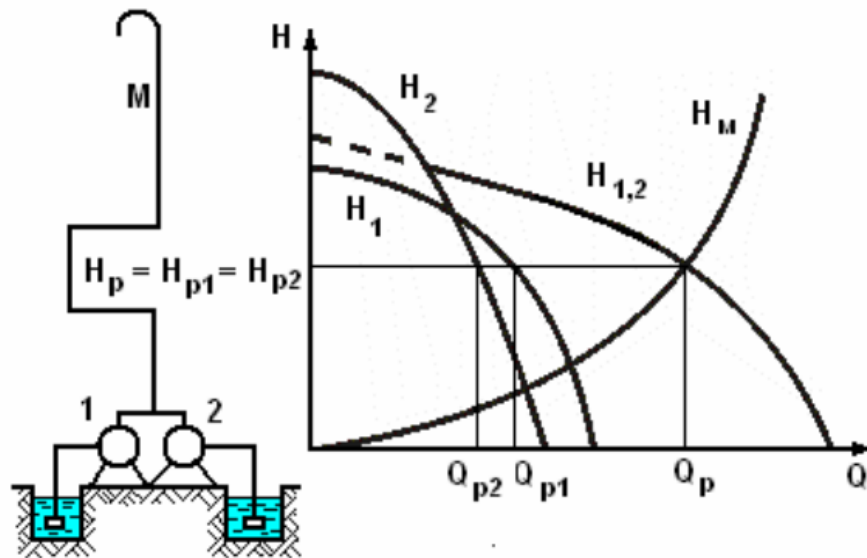


Рисунок 9.2. Індивідуальні характеристики паралельно з'єднаних насосів

9.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Установка для дослідження робочих характеристик паралельно з'єднаних насосів (рис. 9.1) складається з двох відцентрових насосів 1 і 2 з асинхронними електродвигунами, підвідних трубопроводів 3 і 4, напірного трубопроводу 5, вентилів 6 і 7, засувки 8, вакуумметрів 9 і 10, манометру 11, витратоміру 12.

У підвідному трубопроводі розрідження замірюється за допомогою вакуумметру-манометру в мм.рт.ст., у напірному – манометром в кгс/см². При оформленні звіту всі виміряні величини повинні бути переведені в систему СІ. Напір, що створюється кожним насосом розраховується по

формулі $H=(p_m+p_v)/\rho g$, тобто дорівнює сумі значень манометру і вакуумметра, що виражаються в однакових одиницях вимірів.

9.4. Порядок виконання роботи

Для дослідження робочої характеристики першого насоса слід перед пуском залити водою насос. Пуск насоса проводять обов'язково при закритій засувці 8. Необхідно також відкрити вентиль 6 і закрити вентиль 7. Переконавшись по вольтметру, що напруга, яка подається на схему дорівнює 220 В слід натиснути кнопку «Пуск першого насоса» і запустити насос.

Перша точка характеристики $H_1=f(Q_1)$ знімається при повністю закритій засувці 8. Далі, змінюючи продуктивність насоса за допомогою засувки, знімають показ вакуумметра, манометру і витратоміру в 6-8 точках. Зробивши останній вимір, закрити засувку 8 і виключити насос 1. Дані заносять в таблицю 9.1.

При дослідженні робочої характеристики другого насоса. Закрити вентиль 6 і відкрити вентиль 7. Перевіривши заливку насоса 2, кнопкою «Пуск другого насоса» запустити насос при закритій засувці 8. Після розгону насоса зняти характеристику $H_2=f(Q_2)$, аналогічно попередньому випадку. Дані вимірювання занести в таблицю 9.1. Насос 2 виключити і закрити засувку 8.

При дослідженні сумарної характеристики паралельно з'єднаних насосів відкрити вентиля 6 і 7, запустити насоси 1 та 2 при закритій засувці 8. Сумарну характеристику $H_{1-2}=f(Q_1+Q_2)$ знімати аналогічно попереднім індивідуальним характеристикам насосів. Дані занести в таблицю 9.1.

Таблиця 9.1. Результати виконання роботи

№ насоса	Виміри	Розмірність	Точки характеристики							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	H_1	m								
	Q_1	m^3/c								
2	H_2	m								
	Q_2	m^3/c								
1+2	H_{1-2}	m								
	Q_{1-2}	m^3/c								
1+2 (теор.)	$H_{1-2т}$	m								
	$Q_{1-2т}$	m^3/c								

Використовуючи індивідуальні характеристики насосів 1 і 2, побудувати сумарну характеристику $\Sigma H=f(Q_{1-2})$. Порівняти останню з експериментальною характеристикою, встановити і пояснити різницю.

9.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Перелік обладнання та вимірювальних приладів.
4. Схема експериментальної установки.
5. Таблиця з експериментальними та розрахунковими даними.
6. Графіки знятих характеристик.
7. Висновки по роботі.

9.6. Контрольні запитання

1. Коли застосовується паралельне включення насосів?
2. Яким є результуючі напір і продуктивність паралельно включених насосів?
3. Чому реальна характеристика паралельно включених насосів відрізняється від теоретичної?
4. Який взаємозв'язок між тиском насоса та його напором?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 10

«ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ ДІЇ НАСОСІВ»

10.1. Мета роботи: вивчення конструктивного влаштування, принципу дії насосних установок та їх складових елементів.

10.2. Теоретичні відомості

Вивчення конструкцій лопасних насосів

Лопасними називаються насоси, в яких перетворення механічної енергії в гідравлічну виконується взаємодією з рідиною лопасного (робочого) колеса, яке обертається.

Лопасні насоси можна класифікувати за такими принципами:

1. По роду перекачуваної рідини: насоси для чистої води; насоси для водогрунтових сумішей (землесоси, вуглесоси, рудососи, піскові насоси та ін.), які мають ширші канали проточної частини в порівнянні з насосами для чистої води, а також стійку до стирання внутрішню поверхню каналів.

2. По конструктивному виконанню робочого колеса та його швидкохідності.

3. По розташуванню робочих коліс відносно підшипникових опор: консольні, з центральним розташуванням робочих коліс.

4. По кількості ступенів в насосі: одноступеневі та багатоступеневі.

5. По формі відвода: з кільцевим відводом; з кільцевим відводом та лопаточним спрямовуючим апаратом; з спіральним відводом; з здвоєним спіральним відводом.

6. По кількості всмоктуючих отворів в робочому колесі: одnobічного та двобічного всмоктування.

7. По типу підвода: з осьовим та боковим підводом.

8. По розташуванню приводного вала в просторі: горизонтальне та вертикальне.

9. По розміщенню насоса відносно вододжерела: зовнішні, які встановлюються у водозбірників; підвісні (прохідні та зумпфові); свердловинні, які використовуються в системах дренажу шахтних та кар'єрних полів, а також для добування чистої питної води та технічних потреб.

В залежності від місця розташування приводу свердловинні насоси ділять на занурювальні та незанурювальні. В першому випадку насос разом з приводом занурюються в свердловину, а в другому насос знаходиться в свердловині а привод на поверхні.

В приведеній на рис. 10.1 найпростішій конструкції робоче колесо насоса складається з двох дисків (переднього 1 і заднього 2), між якими розташовані лопасті 3. Передня кришка 4, відвід 5 і задня кришка 6 утворюють герметичний корпус насоса, в якому обертається робоче колесо і до якого за допомогою підвідного 7 і напірного 8 патрубків приєднуються відповідні трубопроводи насосної установки. Вал 9 із закріпленням на ньому робочим колесом розташовується в підшипникових опорах 10 на

станині 13 і приводиться в рух електродвигуном, з валом якого він з'єднаний за допомогою муфти 12.

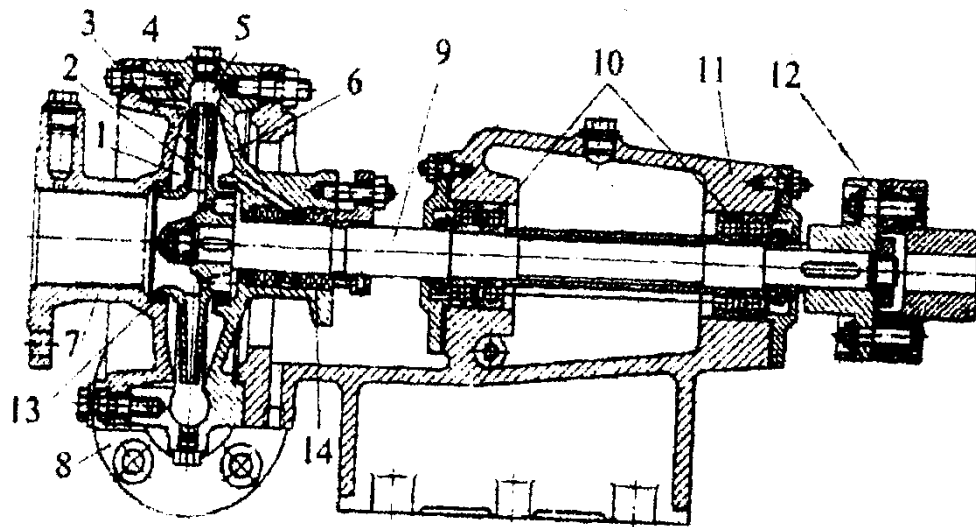


Рисунок 10.1. Лопасний насос

При обертанні робочого колеса на рідину, що знаходиться в його каналах, діють відцентрові сили, направлені від осі обертання до периферії колеса. Переміщення рідини здійснюється у відвід 5, що представляє кільцеву камеру, яка поступово переходить в напірний патрубок 8. Напірний патрубок 8 виконується у формі спірального дифузора, що дозволяє, з мінімальними втратами енергії знизити швидкість рідини на виході з насоса. При цьому динамічний напір (кінетична енергія) рідини частково перетворюється в статичний напір (тиск). Між виступом вхідного отвору робочого колеса і корпусом насоса встановлені ущільнюючі кільця 13, щоб зменшити перетоки рідини з відводу 5 через зазори між колесом і корпусом в зворотньому напрямку до підвідного патрубку 7. Сальникові ущільнення 14 попереджають відтік рідини між корпусом і приводним валом 9.

Величина напору, що розвивається одним робочим колесом, обмежується його допустимою окружною швидкістю. Для створення високих напорів використовують багатоступеневі насоси у яких декілька робочих коліс з'єднуються послідовно та знаходяться на одному валу в одному корпусі. До таких насосів відносяться і секційні насоси (рис.10.2), що компонуються з однотипних секцій 7 змінної кількості (для регулювання напору), які послідовно розміщені на валу 25. В кожній секції розміщено робоче колесо 22 та направляючий апарат 8, для забезпечення переходу рідини від попереднього колеса до наступного. Секції стягуються загальними шпильками і утворюють корпус. Така компоновка насоса робить його дуже компактним, але ускладнює ремонт і, внаслідок однотипного розміщення секцій, примушує застосовувати спеціальні пристрої для компенсації осьових зусиль (розвантажувальний диск 4).

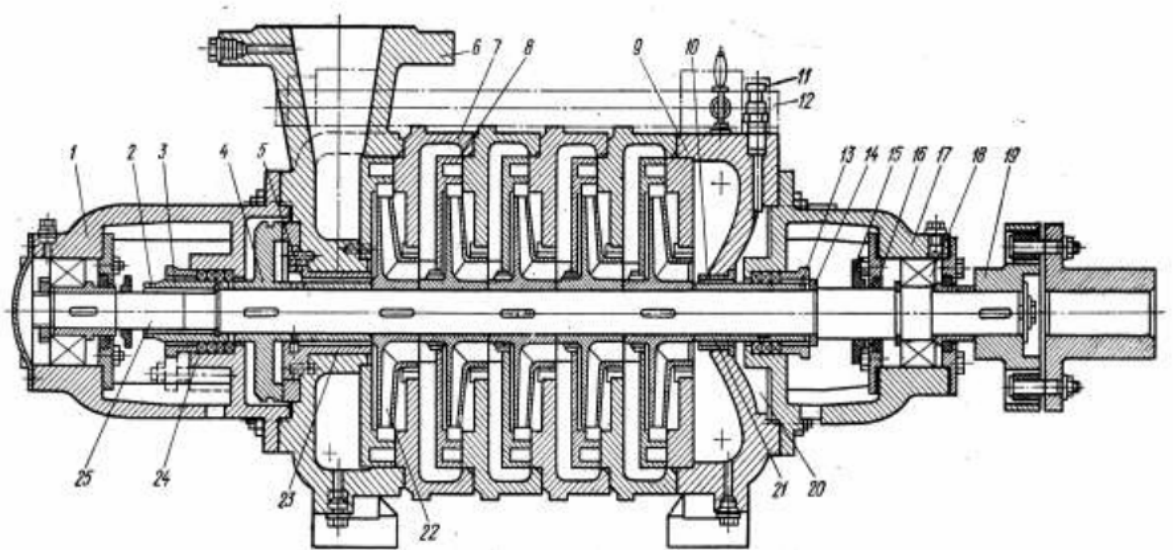


Рисунок 10.2. Секційний насос

В залежності від форми проточних каналів робочого колеса лопасні насоси ділять на три класи: відцентрові, діагональні та осьові (див. рис. 10.3). Зовнішню різницю між вказаними класами насосів зв'язують з

напрямом виходу рідини з міжлопасного каналу: у відцентрових насосах він перпендикулярний, а у осьових паралельний до вісі обертання робочого колеса; у діагональних утворює гострий кут з віссю обертання насосу.

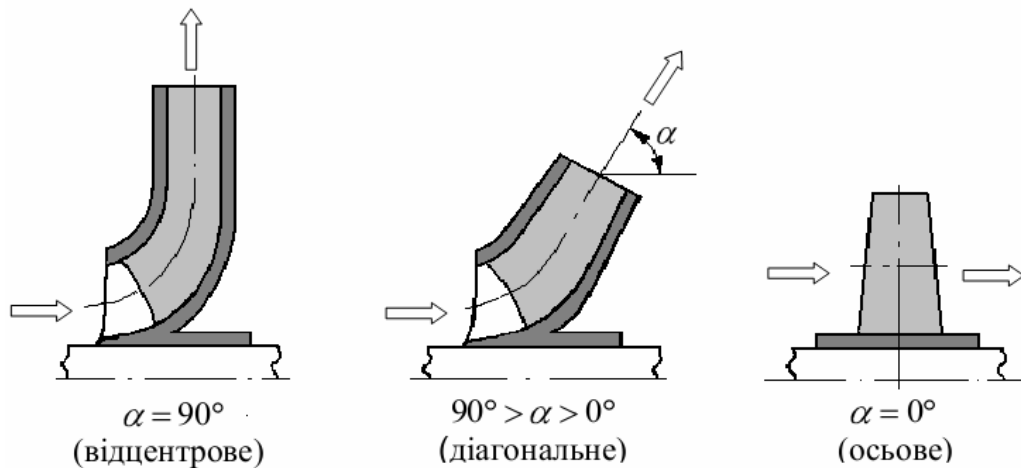


Рисунок 10.3. Класифікація робочих коліс лопасних насосів

Такий поділ насосів на класи має принципову основу: у відцентрових насосах перетворення механічної енергії у гідравлічну здійснюється, в основному, за рахунок відцентрових сил, а сили густинної взаємодії лопастей з рідиною мають другорядне значення; робочий процес осьового насоса визначається головним чином турбінною дією лопасного колеса; у діагональних насосах однаково мають значення як відцентрові, так і густинні сили.

Геометрія лопастей у насосів цих класів різна: у відцентрових насосах лопасті переважно загинаються у площині, яка перпендикулярна до вісі обертання робочого колеса (циліндричні лопасті); у діагональних насосах лопасті мають двояку кривизну; у осьових лопасті загнуті відносно радіальної вісі. Конструкція робочого колеса визначає експлуатаційні параметри лопасних насосів. При переході від

відцентрових до діагональних та осьових коліс підвищується ККД насосів та збільшується швидкість їх обертання. Так осьові машини роблять відносно малі напори при відносно великих подачах рідини у режимі максимального ККД. Відцентрові машини є високонапірними. ККД цих насосів нижче, чим у швидкохідних осьових та діагональних. Параметрами класу проточної частини робочого колеса є:

а) відношення середнього діаметру робочого колеса на виході з міжлопасного каналу D_2 до діаметра вхідного отвору D_1 ;

б) коефіцієнт швидкохідності насоса n_s , який визначається з наступного відношення:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q_m}}{H_m^{3/4}}, (10.1)$$

де Q_m та H_m – відповідно витрати ($\text{м}^3/\text{с}$) та напір (м) машини в режимі максимального ККД, а n – частота обертання робочого колеса (об/хв).

У залежності від коефіцієнта швидкохідності відцентрові насоси умовно ділять на три групи: тихохідні, нормальні та швидкохідні.

Осьове робоче колесо не має переднього та заднього дисків. Відцентрові та діагональні робочі колеса також можуть не мати переднього диску. У цьому випадку вони, як і осьові, носять назву відкритих робочих коліс.

Осьове зусилля в насосах та способи його врівноваження

При роботі відцентрового насоса на робоче колесо діє сила, яка намагається зсунути його разом з валом в сторону, протилежну напрямку

входу рідини в колесо (в сторону всмоктування). У відцентрових машинах поява осьової сили пов'язана з різним тиском рідини на зовнішні поверхні дисків робочого колеса (рис. 10.4).

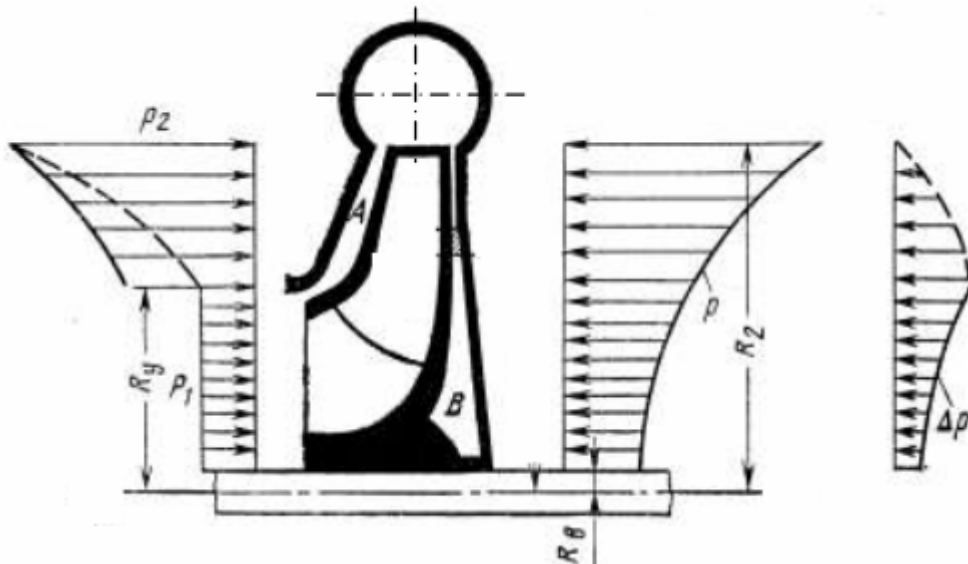


Рисунок 10.4. Епюри тисків на робоче колесо

Відцентрове робоче колесо із зовнішнім радіусом R_2 , що жорстко закріплене на валу з радіусом R_B , обертається в середині корпусу. Між робочим колесом і корпусом з боку, що протилежний входу, утворюється камера В. В нижній її частині знаходиться сальникове ущільнення для запобігання витокам рідини назовні. Тиск в верхній частині камери В, як видно з рис. 10.4, відповідає тиску на виході насоса P_2 . Із зменшенням радіусу, як показано на рисунку, тиск в камері В знижується. Причиною цього є відцентрові сили і можливі витoki крізь ущільнення. Відцентрові сили виникають внаслідок обертання рідини під дією тертя між поверхнею заднього диску і рідиною. В випадку абсолютної герметичності ущільнення та відсутності тертя між диском та рідиною, тиск в камері В

був би сталим, P_2 . До речі, такий принцип створення тиску використовується в дискових нагнітачах для в'язких рідин.

Із сторони входу між переднім диском робочого колеса і корпусом також існує камера. На рисунку її позначено A . В її нижній частині на радіусі R_y знаходиться ущільнення, для запобігання перетокам – поверненню частини рідини на вхід насоса. Обидва ці ущільнення зменшують втрати, збільшують об'ємний ККД. Розподіли тиску в камері A і в верхній частині камери B (до радіусу R_y) повторюють один одного. Попереду робочого колеса, при радіусі меншій за R_y , тиск зменшується, завдяки його перепаду на ущільненні, до тиску на вході насоса P_1 .

Тиски рідини на диски в міжлопасному каналі однакові по величині та взаємокомпенсовані. Різниця між сумарними тисками на зовнішні поверхні дисків визначає величину осьової сили в насосі. Епюру сумарного, результуючого тиску на робоче колесо показано в правій частині рис. 10.4. Видно, що осьова сила на робоче колесо діє в сторону входу. У високонапірних машинах вона досягає значних величин, у зв'язку з чим розроблено ряд засобів її повної або часткової компенсації з метою зменшення осьового тиску на підшипникові опори.

Способи компенсації осьового зусилля:

- застосування робочих коліс двобічного всмоктування (рис. 10.5, а). У ідеальному випадку, коли підвід рідини симетричний та якість кільцевих ущільнень на вході у робоче колесо однакова, епюри розподілу тисків з обох боків колеса однакові, і сумарна осьова сила дорівнює нулю.

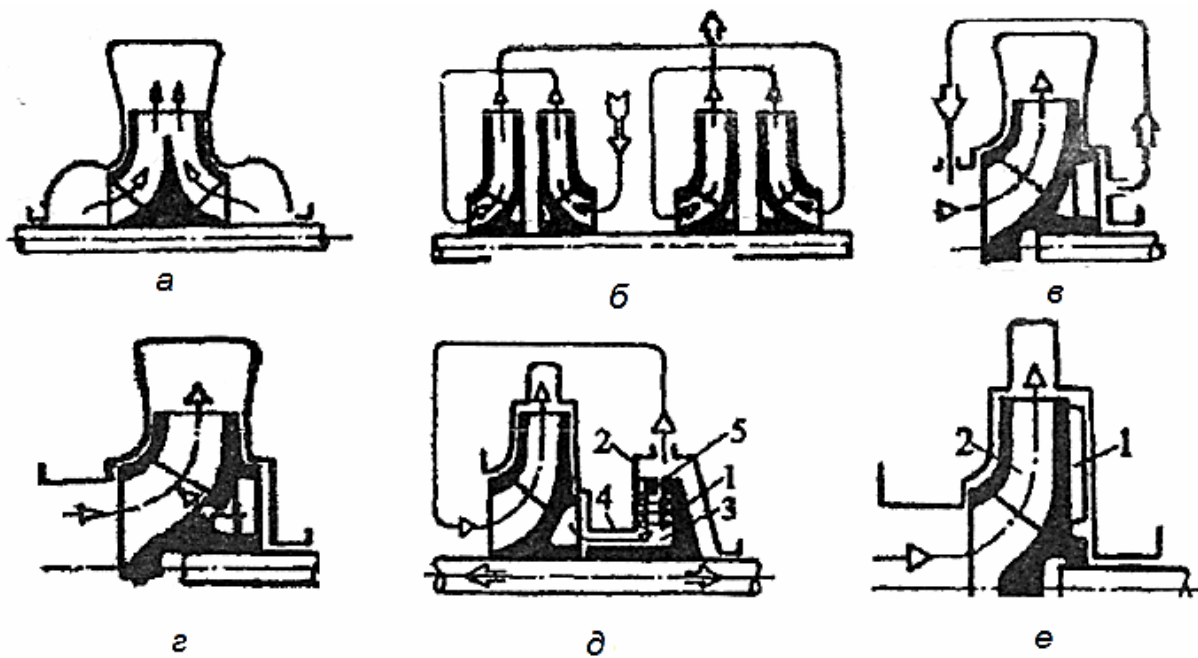


Рисунок 10.5. Способи компенсації осьового зусилля

- симетричне встановлення робочих коліс на приводному валу багатоколісних машин (рис. 10.5, б). Розміри окремих робочих коліс, які встановлені на валу, і послідовність переводу рідини вибирають так, щоб сумарна осьова сила, яка діє на підшипникові опори, дорівнювала нулю. При такому способі врівноваження необхідні великі за розмірами, перепускні канали між окремими колесами.

- штучне вирівнювання тисків на зовнішні поверхні дисків робочого колеса. На задньому диск колеса встановлюють додаткові ущільнення, які поділяють поверхню диска на дві частини. Центральна частина, яка дорівнює площині підвідного проходу, з'єднується з останнім з допомогою обвідної трубки (рис. 10.5, в) або отворів у задньому диску (рис. 10.5, г), внаслідок чого тиск на цю частину поверхні заднього диску стає приблизно рівним тиску у підвідному тракті. Правильним підбором діаметру частини заднього диску, яка ущільнюється, та розмірів перепускних отворів можна досягти повної компенсації осьової сили. Але

при такому способі врівноваження осьової сили збільшуються внутрішні перетоки рідини в машині, які знижують об'ємний ККД, а зустрічний потік через отвори у задньому диску (рис. 10.5, г) призводить до додаткових втрат енергії при вході рідини у робоче колесо.

- застосування розвантажувального диска (рис. 10.5, д). Жорстко надітий на привідний вал диск *1* утворює з торцевою поверхнею корпуса *2* герметичну камеру *3*, в яку через щілину *4* надходить вода після останньої ступені насосу. Вода тисне на диск *1* в напрямі, зворотньому осьовій силі. При цьому в будь-який момент часу автоматично досягається рівність осьової сили та сили тиску рідини на розвантажувальний диск. У випадку, якщо остання більша за осьову силу, вал зміщується вправо, збільшується зазор *5* у кільцевому ущільненні між диском та корпусом, через витоки рідини і втрат тиску в щілині *4* падає тиск у камері *3*, що призводить до зменшення сили тиску на розвантажувальний диск і встановлення рівноваги.

- застосування розвантажувальних лопаток на задньому диску робочого колеса (рис. 10.5, е). Розвантажувальні лопатки *1* на зовнішній стороні заднього диска мають найбільшу товщину, а їх геометрія аналогічна профілю робочих лопастей *2* робочого колеса. Підбором розмірів розвантажувальних лопаток можна досягти необхідного розрідження на задньому диску та повної компенсації осьової сили. Але при цьому втрачається частина енергії, що підводиться на вал насоса. Цей спосіб використовують в сучасних конструкціях насосів.

У діагональних та осьових машинах осьова сила сприймається упорними підшипниками.

Врівноваження радіального зусилля

Робоче колесо лопасного насоса симетричне відносно осі обертання, в зв'язку з чим силова взаємодія лопастей з рідиною повністю врівноважена в радіальному напрямі. Радіальні (нормальні до вісі обертання) сили виникають через асиметрію потоку у відводі та змінності швидкостей та тисків при русі рідини у напрямі до виходу з насоса.

Якщо відвід виконаний кільцевою камерою постійного поперечного зрізу (рис. 10.6), то швидкість руху рідини по відводі збільшується по мірі наближення до нагнітального патрубку, так як зростає її витрата, яка утворюється потоками з окремих міжлопасних каналів. При однаковому повному запасі енергії рідини на виході з робочого колеса виникає поступове зростання швидкості та відповідне зменшення тиску у поперечному перерізі відвода, як це показано на рис. 10.6. Несиметричність епюри розподілу тисків у відводі обумовлює результуючу силу, яка діє на робоче колесо та вал машини. Для усунення нерівномірності розподілу тисків та швидкостей по відводі йому надають форму спіралі. При спіральній формі відводу радіальна сила відсутня на розрахунковому режимі, по якому спроектований оберт спіралі. Але якщо дійсна витрата насоса відрізняється від розрахункової, то радіальна сила з'являється.

Одним із способів повної компенсації радіальних сил є застосування подвійних спіральних відводів (рис. 10.7), що утворюються завдяки додатковій стінці 1. Вона поділяє відвід на дві однакові частини. В кожній з них режим відхиляється від розрахункового однаково.

В цьому випадку асиметрія епюри тисків в одному спіральному напіввідводі, який охоплює половину робочого колеса, компенсується

аналогічною епюрою в іншому відводі. Результируючі радіальні сили, які виникають в кожному з цих напіввідводах, спрямовані назустріч одна одній та рівні.

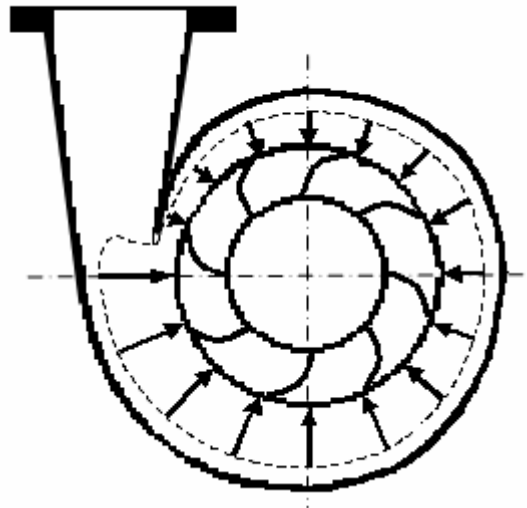


Рисунок 10.6. Епюра тиску на робоче колесо при виникненні радіального зусилля

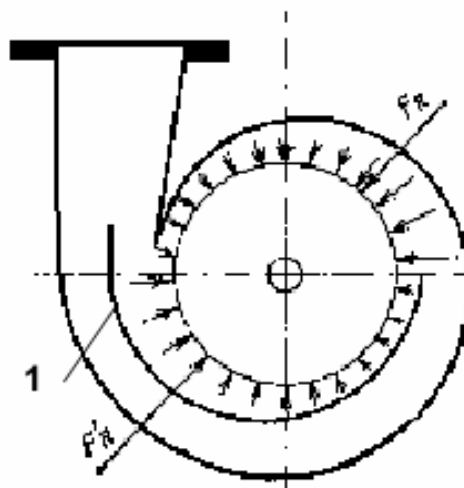


Рисунок 10.7. Застосування подвійного спірального відводу

У багатокісних насосах радіальні сили майже повністю врівноважують за рахунок попарного орієнтування спіральних відводів відносно один одного на 180° по колу робочого колеса (рис. 10.8).

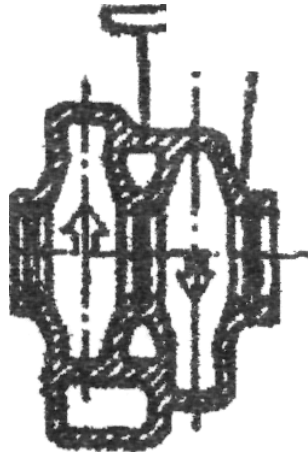


Рисунок 10.8. Зсув спіральних відводів відносно один одного на 180° по колу робочого колеса у багатоколісних насосах

У секційних багатоступневих насосах кільцеві відводи мають спрямовуючі лопатки (рис. 10.9), які забезпечують плавний, з малими ударами та завихреннями, перехід рідини з каналу робочого колеса у відвід. Кожна пара спрямовуючих лопаток утворює окремий спіральний відвід. Радіальні сили, які виникають в кожному з таких відводів, взаємно компенсуються за рахунок їх осесиметричності.

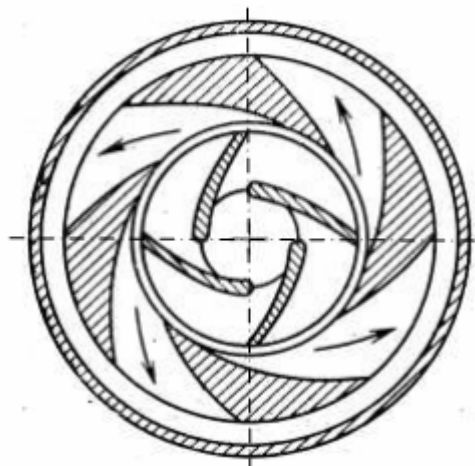


Рисунок 10.9. Застосування спрямовуючих лопаток кільцевого відводу

Вивчення конструкцій поршневих насосів

У промислових системах бурових установок переважно використовуються поршневі насоси, які забезпечують високі напори при відносно малих подачах. Поршневі насоси (рис.10.10) відносяться до машин об'ємної дії, в яких механічна енергія привода перетворюється в гідравлічну при зворотно-поступальному русі поршня 2 в циліндрі 1.

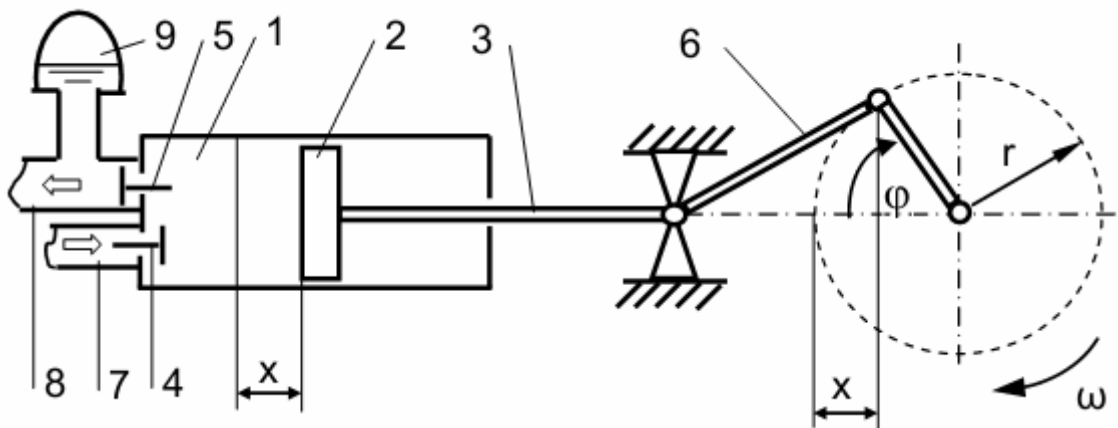


Рисунок 10.10. Поршневий насос односторонньої дії

В конструкції поршневого насоса цифрами позначено: 1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4, 5 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 6 – кривошипно-шатунний механізм; 7, 8 – всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи; 9 – повітряний ковпак (пневматичний акумулятор) для компенсації нерівномірності подачі.

Обертальний рух привода (електродвигуна або ДВЗ) перетворюється в зворотно-поступальне переміщення поршня 2 за допомогою кривошипно-шатунного механізму, який складається зі штока 3, повзуна (крейцкопфа), шатуна 6 та колінчатого вала (кривошипа) 7. Між двигуном та колінчатим валом, як правило, встановлена понижуюча зубчата

передача (редуктор). В деяких конструкціях бурових насосів редуктор має механізм переключення швидкостей, який дозволяє регулювати частоту обертання вала насоса.

При русі поршня вправо (рис. 10.10) тиск в робочій камері зменшується і під дією атмосферного тиску на вільну поверхню в резервуарі, рідина переміщується по підвідному трубопроводу 7, відкриває всмоктувальний клапан 4 та потрапляє в циліндр. При зворотному русі поршня тиск в робочій камері збільшується, всмоктувальний клапан закривається та буровий розчин видавлюється в напірну магістраль 8 через відкритий напірний клапан 5. Компенсатор 9 служить для вирівнювання пульсацій тисків та подачі рідини в напірній магістралі. Дана схема відноситься до поршневого насоса одинарної дії, коли напірне переміщення рідини відбувається лише при одному напрямку руху поршня. Недоліками такої схеми є велика нерівномірність подачі (значна різниця між її середнім та максимальним значеннями обмежує продуктивність насоса, погіршує масо-габаритні показники), нерівномірність завантаження приводу, що пов'язано із зниженням його енергетичних показників.

Конструкції поршневих бурових насосів різні та визначаються виконанням основних вузлів гідравлічної частини, а також типом приводу. Разом з насосами, які мають механічний привод, схема якого вказана вище, використовуються прямодіючі поршневі насоси (рис. 10.11), в яких зворотно-поступальний рух поршня виконується паровим, пневматичним, рідинним циліндром.

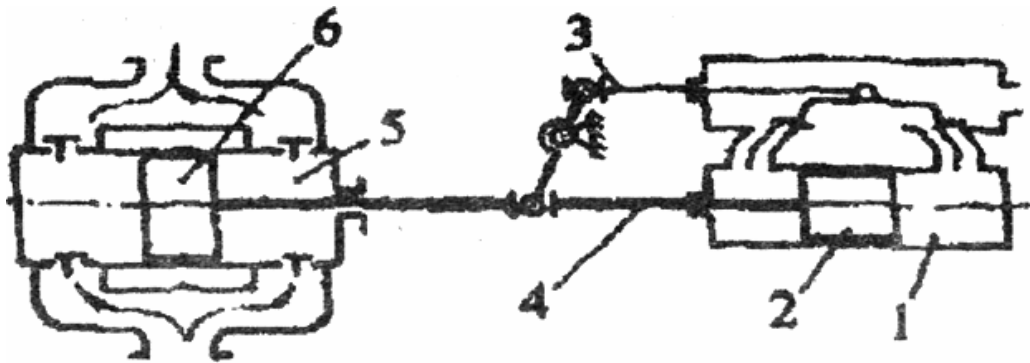


Рисунок 10.11. Поршневий насос прямодіючий

В силовий циліндр *1* робоча рідина (емульсія, масло, стиснене повітря) подається спеціальним насосом через розподільчий золотниковий пристрій *3*. Поршень *2* силового циліндра *1* та поршень *6* робочого циліндра *5* насоса з'єднані спільним штоком *4*. Конструктивне виконання циліндрів, витискувачів, клапанів та інших вузлів гідравлічної частини прямодіючого насоса таке ж, як і у насоса з механічним приводом.

Разом з типом приводу поршневі бурові насоси ділять за наступними основними ознаками:

- за величиною нагнітання: низького, середнього та високого тиску.
- за типом витискувача: плунжерні та поршневі.
- за способом дії циліндрів: одинарної дії (рис. 10.10) коли за один подвійний хід поршня виконується один робочий цикл (всмоктування й витиснення) насоса; подвійної дії (рис. 10.12, а) – робочий циліндр має дві камери (з правої та з лівої сторони поршня), та за один подвійний хід поршня виконується два робочих цикли; з диференціальним циліндром (рис. 10.12, б) – при наявності двох робочих камер в циліндрі одна з них не має клапанів та постійно зв'язана з нагнітальним патрубком, що дозволяє при періодичному характері всмоктування виконувати безперервне

нагнітання та більш рівномірно розподіляти навантаження на прямий та зворотній хід витискувача.

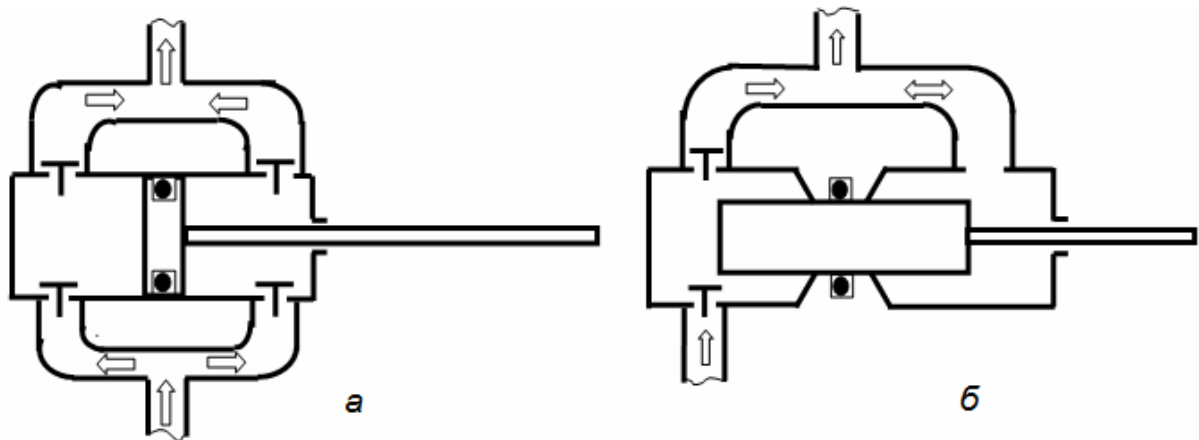


Рисунок 10.12. Поршневий насос подвійної дії (а) та з диференціальним циліндром (б)

- за розташуванням осі циліндра: горизонтальні, вертикальні та V-подібні.

- за кількістю циліндрів: одноциліндрові та багатociліндрові (до 6).

Разом зі згаданими ознаками конструкцію поршневих насосів визначає виконання витискувачів, циліндрів (гідрокоробок), кришок циліндрів, клапанів та компенсаторів.

Переваги поршневих насосів: можливість створення великих напорів, які обмежуються міцністю деталей і потужністю привода; сталість подачі, яка не залежить від напору і обумовлена розмірами циліндру і часом робочого циклу; порівняно високий ККД, який перевищує ККД відцентрових насосів.

Недоліки поршневих насосів: нерівномірність подачі; менша швидкохідність внаслідок динамічної неврівноваженості конструкції і,

відповідно, великі габарити та маса; потреба в редукторі для з'єднання з високошвидкісним електродвигуном.

Вивчення конструкцій гвинтових насосів

Гвинтові насоси (рис. 10.13) вдало поєднують в собі позитивні сторони як відцентрових, так і поршневих насосів.

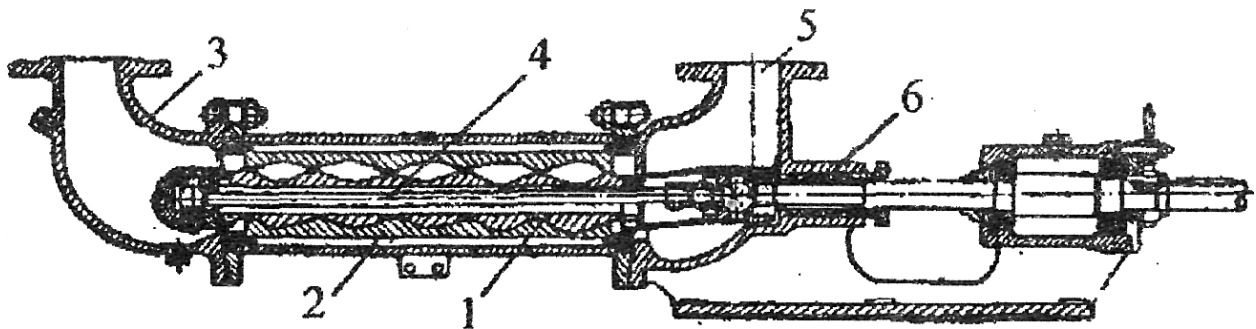


Рисунок 10.13. Гвинтовий насос: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – напірний патрубок; 4 – вал; 5 – всмоктувальний патрубок; 6 – сальник

Основними деталями робочої частини гвинтового насоса є однозахідний металевий гвинт-ротор 1 і закріплена в сталевому корпусі гумова обойма-статор 2, внутрішня поверхня якої являє собою двозахідний гвинт. В процесі роботи гвинт обертається навколо своєї осі в певному напрямі, одночасно з цим сама вісь гвинта здійснює планетарний рух в статорі в протилежному напрямі. Наявність планетарного руху обумовлює необхідність карданного з'єднання гвинта з валом привода. При обертанні гвинтова лінія дотику ротора з статором пересувається в осьовому напрямі, утворюючи з одного боку розрідження, а з другого тиск. Розроблено гвинтові насоси з циклоїдальним зчепленням, в яких планетарний рух гвинтів відсутній, завдяки чому можливе безпосереднє з'єднання двигуна з ведучим гвинтом. За принципом роботи гвинтові насоси є машинами

об'ємної дії, тому вони мають властивості поршневих насосів. Проте відсутність зворотно-поступального руху, динамічна урівноваженість всіх обертових частин дають можливість надати гвинтам високу швидкість обертання (1500-3000 об/хв і більше), що забезпечує велику продуктивність гвинтових насосів при порівняно малих габаритах.

Гвинтові насоси мають такі експлуатаційні якості:

- подача насоса зі зміною геодезичної висоти мало змінюється; напірна характеристика така ж сама, як у поршневого насоса;
- насос може створювати великі тиски;
- насос має властивість самовсмоктування;
- можливість перекачувати забруднену воду;
- відсутність спеціальних змащувальних пристроїв; мастилом служить відкачувана рідина;
- простота конструкції, відсутність клапанів, передач, мала кількість деталей, зручність монтажу;
- рідина рухається в насосі прямолінійно і рівномірно;
- малі втрати і високий ККД (0,75-0,8 в.о.).

Оскільки вода служить мастилом, запускати гвинтовий насос без рідини не можна. Для заливання всмоктувальну сторону насоса з'єднано з нагнітальною стороною перепускною трубкою з вентилем. З метою затримання в робочому просторі насоса деякої кількості води отвір всмоктувального патрубку повернуто вгору.

Вивчення конструкції струменевих насосів

Нагнітачі струминного принципу дії працюють за рахунок зміни тиску в потоці при зміні його швидкості. Струменеві нагнітачі використовують, як при створенні установок для збільшення тиску і напірного переміщення рідини (гідроелеватори), так і пристроїв для створення розрідження, які забезпечують підйом рідини по всмоктувальному трубопроводу (ежектори). За принципом дії і конструкцією ці нагнітачі тотожні.

Приклад насосно-гідроелеваторної установки для підйому води з свердловини наведено на рисунку 10.14. Відцентровий насос 1, який розміщено на поверхні, нагнітає воду в трубу для робочої рідини 2, що знаходиться всередині обсадної труби 3. Робоча труба приєднана до струменевого насоса. Вона спрямовує потік води в змішувальну камеру 4 крізь насадок 5. Внаслідок його звуження відбувається перерозподіл між статичною і динамічною складовими напору. Площа перерізу потоку зменшується, його швидкість збільшується, динамічний напір (кінетична енергія) збільшується і, відповідно до закону збереження енергії, статичний напір зменшується. В змішувальній камері виникає розрідження, внаслідок якого до неї крізь фільтр і зворотний клапан 6 всмоктується рідина, яка відкачується з свердловини. Обидва вхідні потоки змішуються і, крізь горловину 7, потрапляють до дифузору 8, який з'єднано з водопідйомною трубою 9. В дифузорі динамічний напір перетворюється в статичний і під його дією робоча рідина разом з рідиною, що відкачується, піднімається на поверхню, подається на вхід насоса і в напірний трубопровід 10.

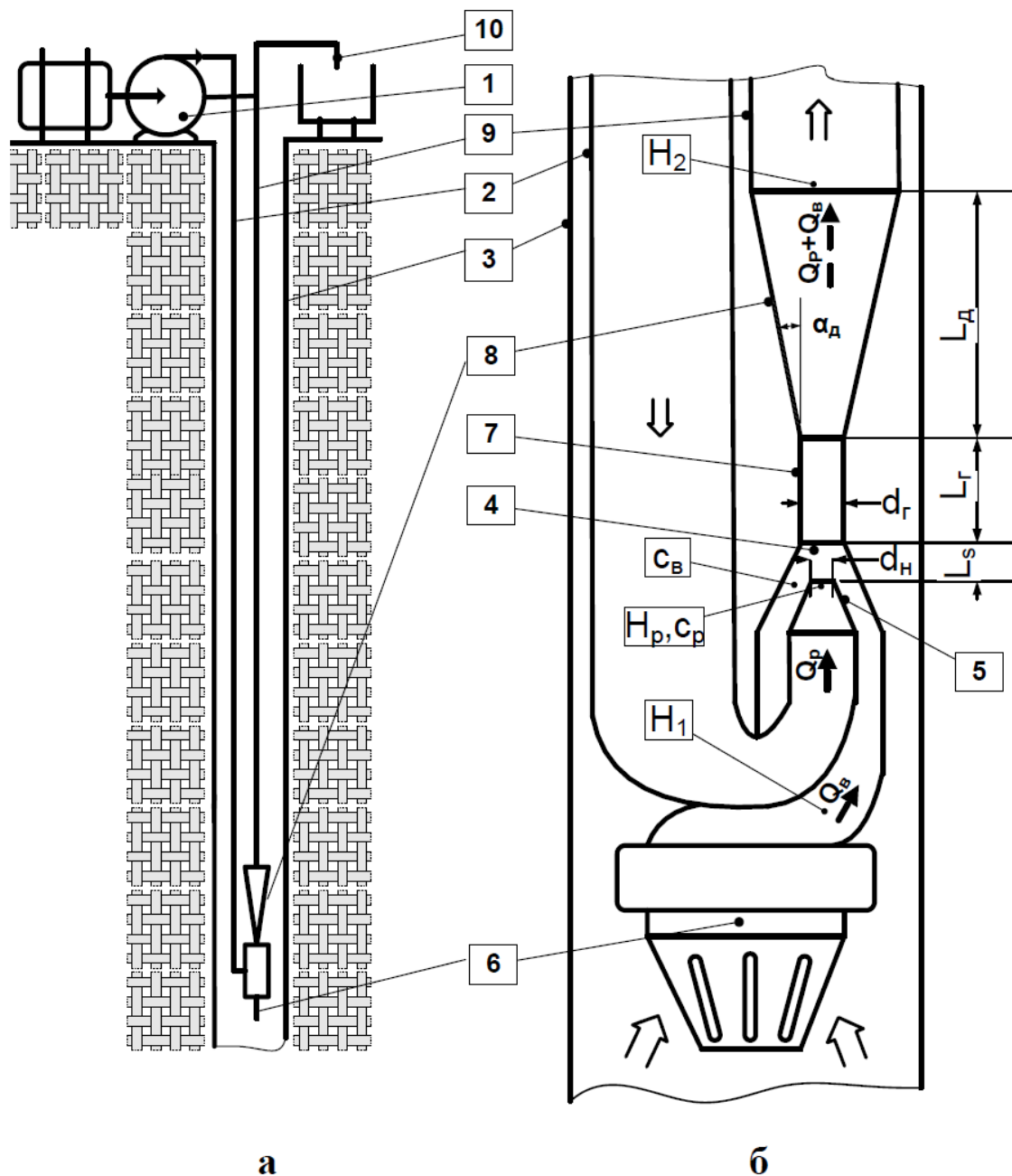


Рисунок 10.14. Насосно-гідроелеваторна установка: а – схема насосно-гідроелеваторної установки; б – схема струменевого насоса; 1 – відцентровий насос; 2 – робоча труба; 3 – обсадна труба; 4 – змішувальна камера; 5 – насадок; 6 – фільтр і зворотний клапан; 7 – горловина; 8 – дифузор; 9 – водопідйомна труба; 10 – напірний трубопровід.

Переваги струменевих насосів це відсутність рухомих частин; велика надійність, малі витрати на обслуговування; можливість перекачування повітряно-водної суміші, а також припустимість великої кількості твердих домішок; малі розміри, маса і зручність монтажу і переміщення.

Недоліки струменевих насосів пов'язані з низьким ККД.

Вивчення конструкції ерліфтів

Ерліфти (повітряні підйомники), здійснюють транспортування рідини при використанні енергії стислого повітря. Схему ерліфту зображено на рис. 10.15а. Компресор 1 нагнітає стисле повітря в трубу 2, яку з'єднано з форсункою 5. Форсунка являє собою пристрій, який приєднано до нижньої частини підйомної труби 3 і який призначено для перетворення потоку води в потік повітряно-водної суміші. Тобто, форсунка має систему малих отворів (діаметром 3 ... 5 мм, загальною площею приблизно втричі більшою площі підйомної труби), завдяки яким у воді рівномірно розподіляються бульбашки повітря. Густина повітряно-водної суміші менша за густину води. Стовп води, висотою, яка дорівнює глибині занурення форсунки H_z , має більшу вагу ніж стовп повітряно-водної суміші цієї ж висоти. Різниця цих сил ваги створює підйомну силу, яка примушує рухатись повітряно-водну суміш вгору по трубі і всмоктуватись крізь всмоктувальний пристрій 5 потік води з водозбірника для подальшого змішування з повітрям і підйому. До верхньої частині підйомної труби приєднано повітровідокремлювач 7 з якого повітря виходить в атмосферу, а вода потрапляє до накопичувального баку 8 для подальшого транспортування.

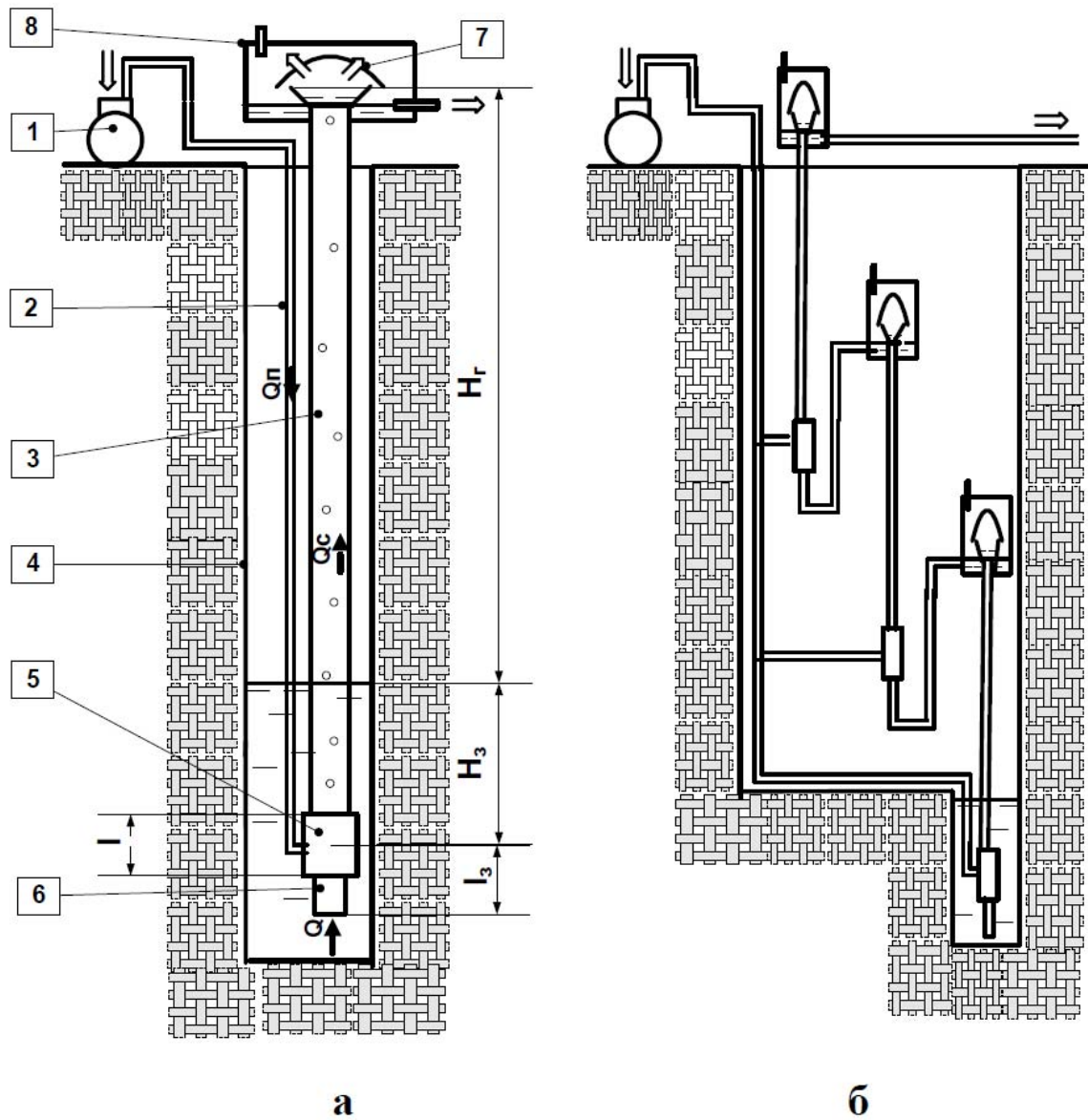


Рисунок 10.15. Насосно-гідроелеваторна установка: а – схема ерліфту; б – схема ступеневого ерліфту; 1 – компресор; 2 – повітряна труба; 3 – підйомна труба; 4 – обсадна труба; 5 – форсунка; 6 – всмоктувальний пристрій; 7 – повітровідокремлювач; 8 – бак-накопичувач.

Переваги ерліфтів пов'язані з простотою конструкції, обслуговування; високою надійністю; можливістю перекачування рідини із значною кількістю твердих домішок; можливістю регулювання продуктивності в широких межах при зміні подачі стислого повітря.

Недоліки ерліфтів обумовлені неможливістю повної відкачки води і низьким ККД, який знаходиться в межах 20...40%.

10.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Насос відцентровий одноразової дії, насос відцентровий секційний, насос поршневий, насос гвинтовий. Робочі колеса насосів.

10.4. Порядок виконання роботи

Послідовно ознайомитися зі зразками насосів (лопасних, поршневих, гвинтових). Вивчити їх конструктивні особливості. Призначення та роботу їх основних вузлів. Визначити конструктивні елементи насосів, що спрямовані на компенсацію осьового та радіального зусиль.

10.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схеми конструктивного влаштування відцентрового та гвинтового насосів із поясненням принципу дії, поршневого насоса.
3. Одна із схем врівноваження осьового зусилля.

4. Висновки по роботі.

10.6. Контрольні запитання

1. Способи класифікації насосів.
2. Принцип дії основних типів насосів, їх переваги та недоліки.
3. Способи компенсації осьового та радіального зусиль.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 11

«ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ ДІЇ ВЕНТИЛЯТОРІВ»

11.1. Мета роботи: ознайомитися з конструкціями, робочими параметрами, принципом дії і особливостями експлуатації відцентрових і осьових вентиляторів.

11.2. Теоретичні відомості

Призначення і сфера використання відцентрових вентиляторів

При розробці родовищ корисних копалин, при проведенні гірничих розробок, будівництві міських підземних споруд в основному застосовується штучне провітрювання. Зі збільшенням заглиблення розробки на відкритих гірничих роботах також необхідно проводити змушене провітрювання. Вентиляторні установки призначені для попереднього провітрювання гірничих розробок і створення в них нормальних атмосферних умов.

У відповідності до ГОСТ 11004-75 до складу вентиляторної установки входять: вентилятор, привод, дифузор, вихідна частина і вхідна (підвідні канали, дифузор, вихідна частина, допоміжні пристрої для перемикання і реверсування повітряної течії), а також пускорегулююча і контролююча апаратура. У відповідності з призначенням вентилятори також підрозділяються на: головні, допоміжні і вентилятори місцевого провітрювання. Ці групи вентиляторів суттєво відрізняються своїми параметрами, а вентилятори місцевого провітрювання і конструкцією.

Аеродинамічна якість вентиляторних установок характеризуються продуктивністю Q м³/с, статичним тиском $p_{ст}$ (кгс/м²) при роботі вентиляторів на всмоктування або на повним тиском p при роботі вентиляторів на нагнітання (кгс/м²), потужністю на валу вентилятора N (кВт), його статичним $\eta_{ст}$ або повним ККД η .

Залежності тиску $p=f_1(Q)$, потужності $N=f_2(Q)$ і ККД $\eta=f_3(Q)$ визначаються дослідним шляхом при випробуваннях вентиляторів, зображуються графічно і називаються індивідуальними характеристиками.

Сучасні відцентрові вентилятори обладнані засобами зміни індивідуальних характеристик, направляючими і спрямляючими апаратами, регульованим приводом. У зв'язку з цим заводська характеристика (рис. 11.1) сучасних вентиляторів представляє собою сімейство індивідуальних характеристик, побудованих при різних кутах встановлення лопаток спрямляючих апаратів і різних швидкостях обертання приводного двигуна. Взагалі у довідниках і каталогах наведені неповні характеристики вентиляторних установок, тільки їх робоча, спадаюча частина, що достатньо для практичного використання.

Індивідуальні характеристики (рис. 11.1) відцентрового вентилятора створюють поле його робочих режимів. Область промислового застосування поля режимів роботи обмежується умовами економічної і стійкої роботи вентилятора. Для відцентрових вентиляторів економічною областю їх промислового використання є ККД не нижче $\eta=0,6$.

Найбільш ефективним способом регулювання відцентрових вентиляторів є зміна швидкості обертання приводу. Сфера економічної роботи при цьому збільшується майже в 2 рази порівняно з іншими способами.

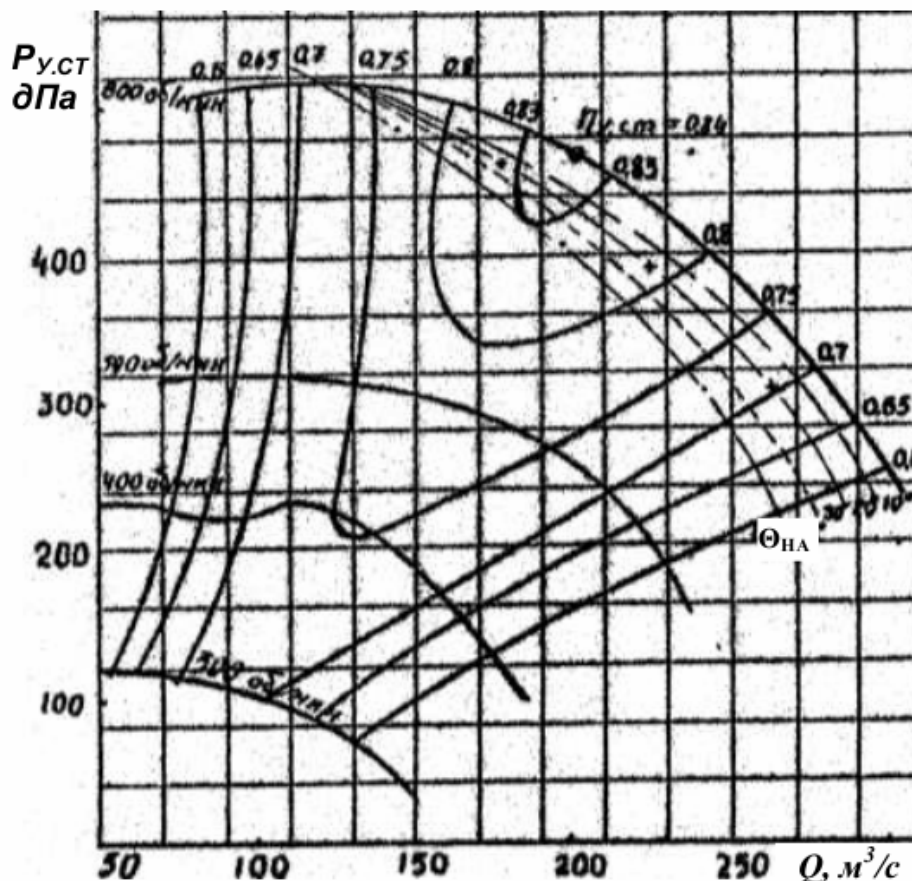


Рисунок 11.1 Аеродинамічні характеристики відцентрового вентилятора

На шахтах і рудниках СНД експлуатується до 50 типорозмірів відцентрових вентиляторів головного провітрювання. ЦВ, ВЦ, ВЦО, ВЦД, ВШЦ, ВРЦЦ, ВЦП, ВЦЗ (В – вентилятор, Ц – відцентровий, О – однобічного всмоктування, Д – двостороннього всмоктування, Р – рудничний, Ш – шурфовий, П – прохідницький, З – з регулюванням закрилками). Відцентрові вентилятори застосовують для всмоктуючої, нагнітаючої і комбінованої схем провітрювання гірничих підприємств.

Переваги відцентрових вентиляторів: працюють із більшими окружними швидкостями. (до 120...125 м/с аеродинамічні шуми не перевищують допустимих), створюють більші напори.

Недоліки відцентрових вентиляторів:

- менша глибина економічного регулювання (при відхиленні подачі від номінальної ККД змінюється більш інтенсивно ніж у осьових);
- менша частота обертання робочого колеса при потребі мати великі продуктивності і малі напори (виникає потреба застосовувати знижувальний редуктор);
- потреба в додаткових вентиляційних каналах та в обладнанні їх перемикання для забезпечення реверсу струменя в вентиляційній мережі.

Конструкція відцентрових вентиляторів одностороннього всмоктування

Вентилятори одностороннього всмоктування мають дві схеми компонування:

- а) з консольним розташуванням робочих коліс на валу ротора (ВЦ-ПМ, ВШЦ-16, ВЦП-І6 та інші).
- б) з розташуванням робочих коліс на валу між підшипниковими опорами (у великих машинах ВЦ-31,5; ВЦЗ-32).

Розглянемо конструктивні особливості вентилятора першої схеми компонування.

Відцентровий вентилятор типу ВЦП-16 (рис. 11.2) містить: 1 – направляючий апарат; 2 – корпус; 3 – ротор; 4 – підшипник; 5 – захисний кожух вала; 6 – рама; 7 – муфта в кожусі; 8 – електродвигун;

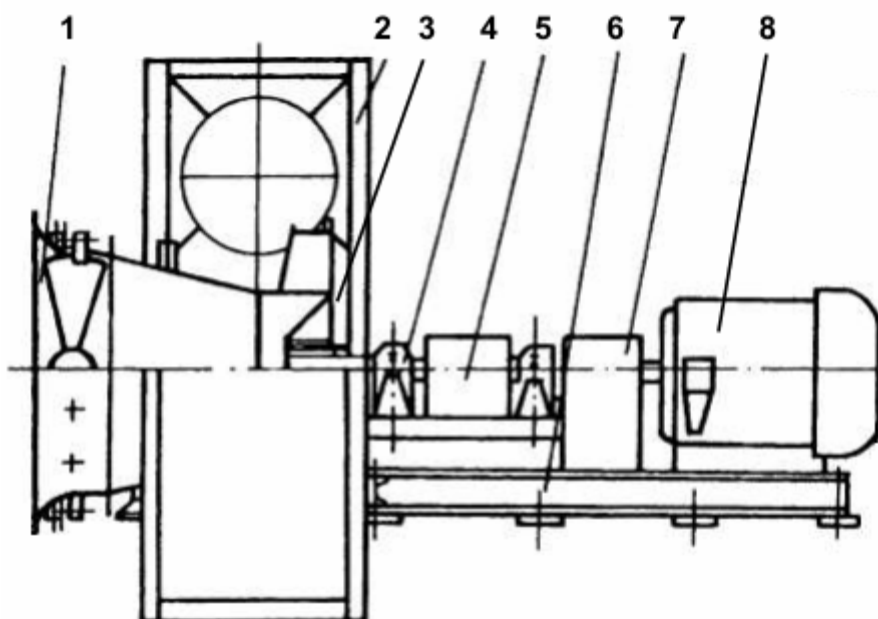


Рисунок 11.2 Прохідницький вентилятор ВЦП-16

На зварній рамі монтується уся механічна частина вентилятора і його приводний двигун. Вал ротора обертається у двох різних підшипникових опорах, змонтованих у литих корпусах, встановлених на рамі. Вал ротора з'єднується з валом електродвигуна пружною муфтою. На консольному кінці валу вміщена ступиця робочого колеса з конічним обтікачем. Робоче колесо зварне, складається з крилоподібних загнутих назад лопаток, приварених до дисків. Лопатки пустотілі, зварені з ребрами жорсткості всередині. Вентилятори мають спіральні цільні корпуси, зварені з листової, кутової сталі і прикручені до рами. З боку всмоктування у робоче колесо до корпусу вентилятора з його внутрішнього боку кріпиться вхідний конічний патрубок, який своїм вузьким кінцем входить до лабіринтного ущільнення робочого колеса, утворюючи з останнім кільцевий лабіринтний зазор. Із зовнішнього боку передньої стінки до корпусу вентилятора приєднується осьовий направляючий апарат.

Конструкція відцентрових вентиляторів двостороннього всмоктування

Відцентрові вентилятори ВЦПД-ВУМ, ВЦПД-16, ВЦПД-31,5, ВЦД-40, ВЦД-47 мають схему компоновки з розміщенням робочих коліс на приводних валах між їх підшипниковими опорами. Вентилятори мають робочі колеса з двостороннім всмоктуванням та двома осьовими направляючими апаратами.

Вентилятор ВЦПД-8УМ (рис. 11.3) містить: 1 – робоче колесо, 2 – головний вал, 3 – осьові направляючі апарати, 4 – вхідні коробки, 5 – кожух, 6 – пальцева муфта, 7 – підшипникові опори, 8 – рама, 9 – електродвигун.

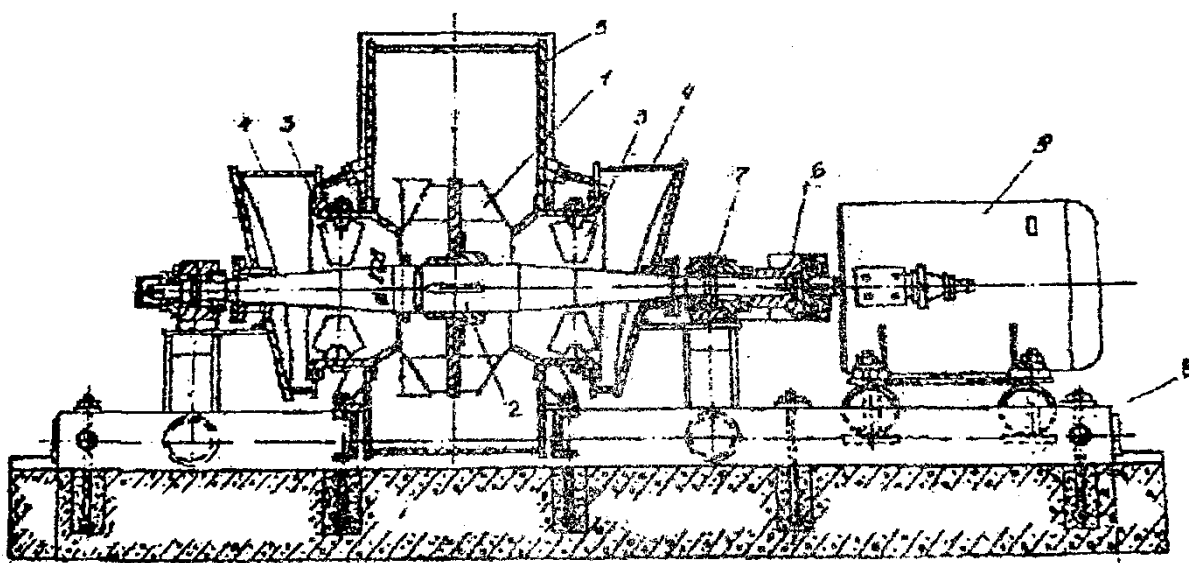


Рисунок 11.3. Вентилятор ВЦПД-8УМ

Вентилятор змонтований з двигуном на загальній рамі і може працювати як в режимі нагнітання, так і в режимі всмоктування. Вал ротора вентилятора з'єднаний з електродвигуном пальцевою муфтою. Його підшипникові опори закріплені на стійках рами. Опори литі з роз'ємними корпусами. Робоче колесо зварне і розраховане на роботу з

високою окружною швидкістю, що досягає 125 м/с. Вентилятор має дві вхідні коробки і спіральний кожух, який являє собою зварні конструкції з ребрами жорсткості. В залежності від діаметра трубопроводу, з яким працює вентилятор, до нього приєднується конфузор або дифузор.

Призначення і область використання осьових вентиляторів

Осьові вентилятори можуть застосовуватися як головні на шахтах і рудниках невеликої глибини, загальна депресія яких не перевищує 400 кгм/м^2 , для провітрювання кар'єрів, так і як допоміжні для провітрювання стовбурів і тунелів при будівництві міських підземних споруд, у калориферних установках, а також в інших галузях промисловості.

На шахтах і рудниках працюють осьові вентилятори типу: ВОД, ВОК, ВОКД, ВОКР (де В – вентилятор, О – осьовий, К – з закрученими лопатками, Р – реверсивний, П – з пневмоприводом). За ГОСТ 11004-75 осьові вентилятори мають маркування: одноступеневі – ВО та багатоступеневі – ВОД.

Залежності тиску $p=f_1(Q)$, потужності $N=f_2(Q)$ і ККД $\eta=f_3(Q)$ визначаються дослідним шляхом при випробовуванні вентиляторів і називаються індивідуальними характеристиками (рис. 11.4). Для осьових вентиляторів, які мають індивідуальні характеристики з западинами і розривами, ліва межа галузі промислового використання визначається за умов забезпечення стійкої та однозначної роботи при нормальному напрямку повітряного потоку і його реверсуванні.

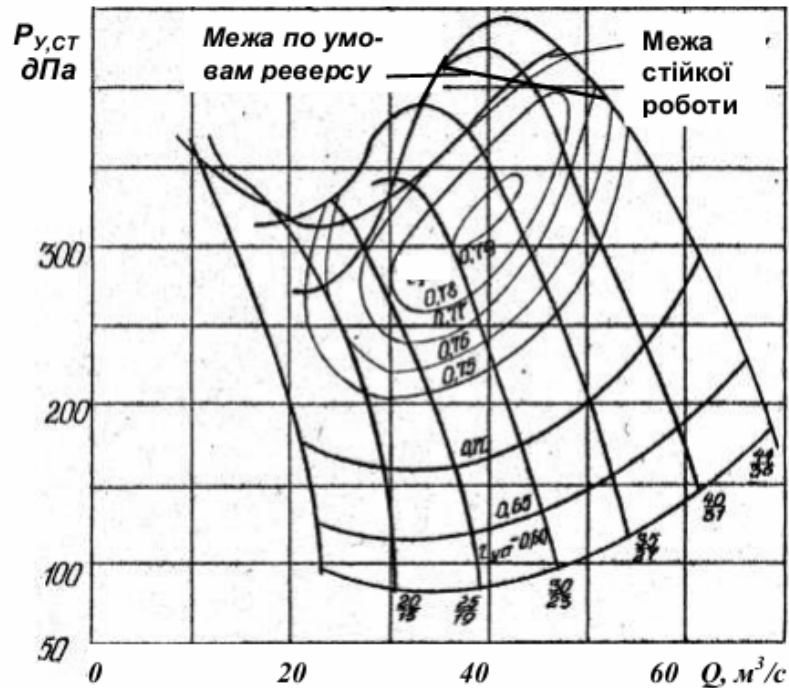


Рисунок 11.4. Аеродинамічні характеристики осьового вентилятора

Сучасні осьові вентилятори обладнані засобами зміни індивідуальних характеристик: направляючими і спрямляючими апаратами, робочими колесами зі змінними кутами установки лопаток.

Зведені графіки галузей промислового використання головних осьових вентиляторів та перекрите ними поле вентиляційних режимів подані на рис. 11.5.

Переваги осьових вентиляторів:

- простота реверсу струменя (досягається реверсуванням приводу, або відповідною зміною кута встановленні лопатей робочих коліс при збереженні напрямку обертання);
- більші можливості регулювання режиму роботи поворотом лопатей направляючого апарату;

- менші габарити та маса при великій продуктивності;
- більш високий внутрішній ККД;
- зручність включення на послідовну роботу, завдяки співпадінню напрямів вхідного та вихідного потоків (вентилятори можна розмістити один за одним в спільній трубі).

Недоліки осьових вентиляторів:

- сідлоподібність напірної характеристики;
- великий шум при окружних швидкостях більших за 90...95 м/с;
- важкий доступ до підшипників;
- підвищені вимоги до точного балансування.

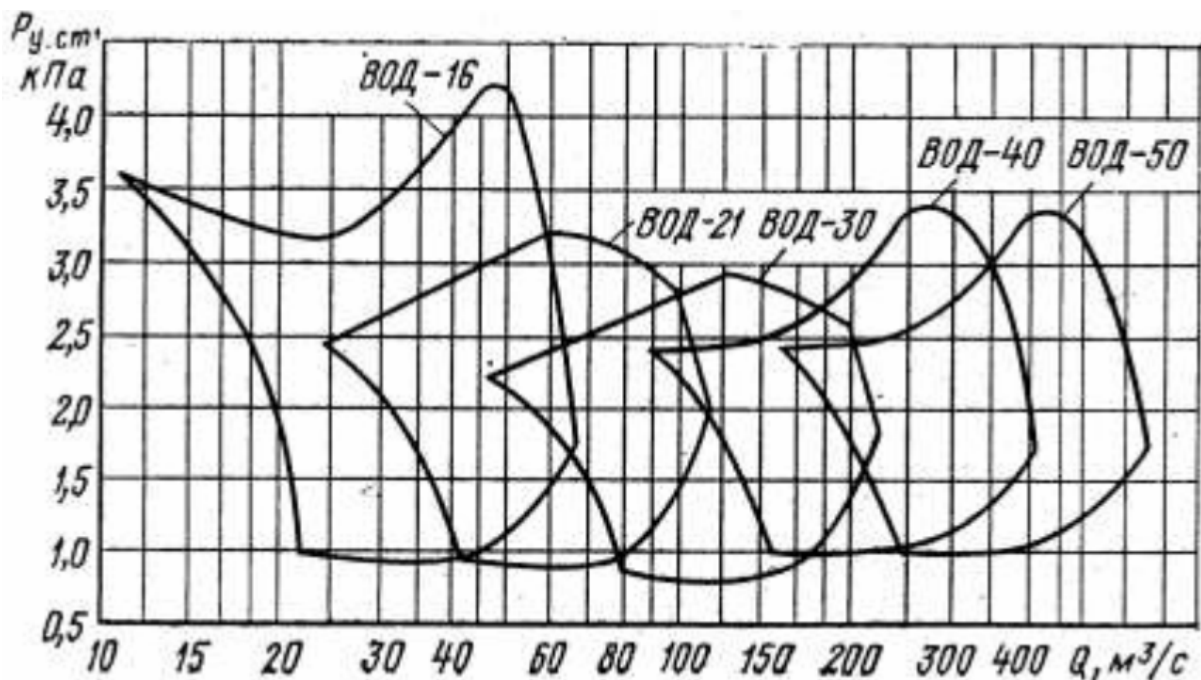


Рисунок 11.5. Зведений графік областей промислового використання осьових вентиляторів

Конструкції осьових вентиляторів

Вентилятори типу ВОД (рис.11.6.) містять: 1 – робоче колесо першого ступеня, 2 – робоче колесо другого ступеня, 3 і 4 – проміжний направляючий апарат і механізм повороту його лопаток, 5 і 6 – спрямляючий апарат і механізм повороту його лопаток, 7 – обтічник, 8 – головний вал, 9 – електродвигун, 10 – дифузор, 11 – гальмо.

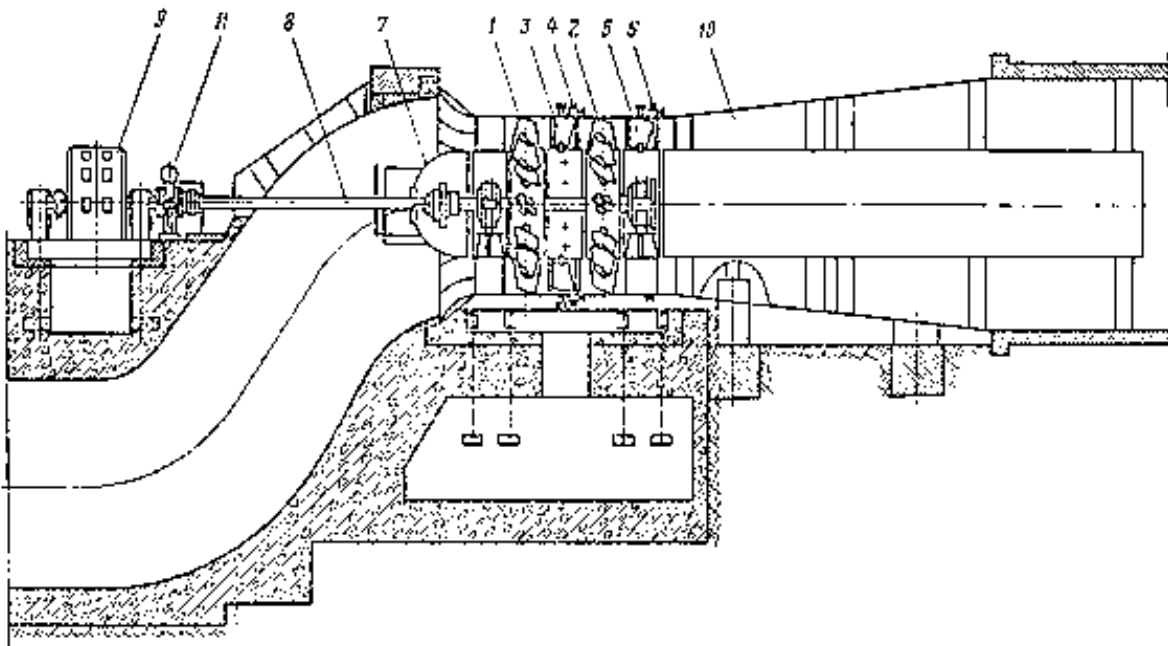


Рисунок 11.6. Вентилятор ВОД-21М

Лопатки робочих коліс профільовані, гвинтоподібні, зварювально-клепані, пустотілі, складаються з несучого хвостовика, двох листів обшивок, армуючого ребра і дінця. Лопатки до втулки кріпляться спеціальними затворами, які дозволяють при зупиненому вентиляторі повертати їх вручну в межах кутів установки $15-45^\circ$. Ротор вентилятора обертається в двох підшипникових вузлах. Вали роторів і електродвигунів ВО (за винятком ВОД-11) з'єднані за допомогою підвісних трансмісійних валів і односторонніх муфт.

Вентилятори обладнані колодковим гальмом з електромагнітним приводом, яке забезпечує зупинку роторів протягом 2-2,5 хвилин. Корпуси вентиляторів виконуються як складеними (передній і задній опірний блок, кожух) – вентилятори ВОД-30, 40, 50, так і суцільними – вентилятори ВОД-16, ВОД-11. У кожух вентилятора вмонтовані направляючі апарати з поворотними лопатками з сервомоторним приводом. Кути повороту лопаток обмежуються кінцевими вимикачами.

Процес реверсування потоку повітря вентиляторами ВОД включає наступні операції: відключення приводного електродвигуна, гальмування ротора гальмом, поворот лопаток проміжного направляючого і спрямляючого апаратів, пуск приводного електродвигуна в зворотньому напрямку обертання.

Осьові вентилятори місцевого провітрювання

Серійно випускаються осьові вентилятори місцевого провітрювання типу ВМ-М, ВМП-М, ВКМ-200А, ВМП-4.

У позначенні марки вентиляторів: В – вентилятор, М – місцевий, П – пневматичний, цифри означають діаметр вихідного патрубку, номер моделі, М – після цифр означає модернізацію (ВМ-3М, ВМ-6М). Такі вентилятори застосовуються для провітрювання штреків, уклонів і проходці інших виробок, для провітрювання тупикових виробок.

Електричні вентилятори типу ВМ-М мають однакову конструктивну схему і відрізняються лише розмірами і конструкцією окремих вузлів. Основні вузли – вхідний спрямляючий апарат, робоче колесо, спрямляючий апарат, вбудований електродвигун, кабельний ввод і салазки.

Робоче колесо вентилятора складається із конічної сталевий втулки (ливої або звареної) і нерухомо закріплених на ній профільних закручених лопаток. Лопатки виконані з капронової смоли (за винятком ВМ-12М). У профільну частину капронової лопатки залита сталева арматура, що має хвостовик з закріпленою гайкою. Капронові лопатки не накопичують шкідливих статичних зарядів і виключають (у випадку зачіплювання за корпус) утворення іскр.

Корпус вентилятора, встановлена в ньому втулка і приварені між ними лопатки спрямляючого апарату утворюють жорстку несучу конструкцію, в яку вмонтовується електродвигун. Вентилятор ВМ-2Л обладнаний додатково дифузоров.

Способи регулювання продуктивності вентиляторів

Вентиляторні установки повинні забезпечити потрібні параметри робочого режиму при зміні режиму функціонування підприємства протягом терміну їх експлуатації. Режим роботи змінюється як внаслідок зміни виробничої потужності, так і внаслідок його циклічності (вихідні, ремонтні дні, робочі – неробочі зміни і таке інше). Крім того, на потрібну величину параметрів робочого режиму вентиляторної установки впливають сезонні коливання природної тяги, зміна витоків та підсосів і інші чинники, що корегують характеристику вентиляційної мережі. Для регулювання продуктивності вентиляторних установок застосовують наступні способи.

Дроселювання потоку є одним із найпростіших способів. Застосування засувки і інших пристроїв для зміни опору зовнішньої мережі дозволяє змінювати координати робочої точки. При нагнітальній схемі

вентиляції застосовується дроселювання на виході вентилятора. При всмоктувальній схемі вентиляції застосовується дроселювання на вході в вентилятор. В обох випадках введення дроселя може інтерпретуватись як зміна характеристики мережі при незмінній напірній характеристиці вентилятора.

Зміна частоти обертання робочого колеса потребує наявності регульованого приводу. Відповідно до теорії подоби, при певній степені зміни швидкості, подача змінюється пропорційно до неї, а напір пропорційно до її квадрату.

Зміна напрямку потоку на вході в робоче колесо здійснюється зміною кута встановлення лопатей осьового направляючого апарату. При цьому змінюється швидкість закручування потоку. При закручуванні потоку в напрямку обертання тиск вентилятора зменшується. Ефективність регулювання тиску зміною напрямку потоку уде вищою в випадку осьових вентиляторів.

Поворот лопатей робочих коліс осьових вентиляторів збільшує кут атаки, збільшує циркуляцію робочого колеса і тиск вентилятора. У відцентрових вентиляторів лопаті нерухомі, але застосовується *поворот периферійних частин лопатей – закрилок*.

Способи реверсу потоку повітря

В осьовому вентиляторі реверс струменя повітря досягається реверсуванням приводу, або відповідною зміною кута встановленні лопатей робочих коліс при збереженні напрямку обертання.

В відцентровому вентиляторі зміна напрямку обертання вала не змінює напрям дії відцентрової сили і, як наслідок, не призводить до реверсу потоку повітря. Через це виникає потреба в додаткових вентиляційних каналах та в обладнанні їх перемикання для забезпечення реверсу струменя в вентиляційній мережі. Схема такого реверсу наведена на рис. 11.7. Стрілки вказують на напрямок струменя повітря. Суцільними лініями зображено стрілки та положення льоду в випадку прямого напрямку потоку (всмоктувальна система вентиляції). Пунктирні лінії відповідають реверсу струменя (нагнітальна система вентиляції). Обвідні канали для здійснення реверсу застосовують також при експлуатації нереверсивних осьових вентиляторів.

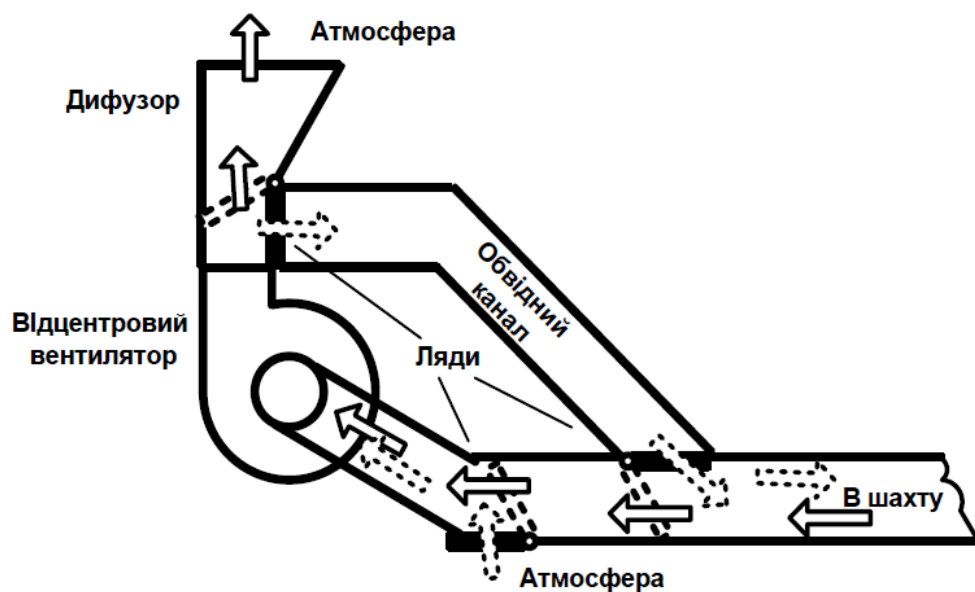


Рисунок 11.7. Схема реверсу струменя в вентиляційній мережі.

11.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Вентилятор осьовий, вентилятор відцентровий. Вентилятор місцевого провітрювання.

11.4. Порядок виконання роботи

За зразками вентиляторів, які є в лабораторії, альбомом креслень вивчити їх будову, конструктивні особливості та принцип дії. Розібрати і зібрати вентилятор або його частину по завданню викладача.

У таблицю 11.1 занести коротку характеристику і класифікаційні ознаки вентиляторів. Порівняти параметри вентиляторів і вказати галузь їх застосування.

11.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.

2. Короткі відомості про різні типи відцентрових і осьових вентиляторів.

Таблиця 11.1. Характеристики вентиляторів

Експлуатаційні параметри і конструктивні ознаки	Вент. №1	Вент. №2
1. Тип вентилятора.		
2. Індекс вентилятора та його розшифровка.		
3. Експлуатаційні параметри: 3.1. Продуктивність. 3.2. Тиск. 3.3. Потужність. 3.4. ККД. 3.5. Частота обертання.		

4. Класифікаційні ознаки: 4.1. Конструкція робочого колеса. 4.2. Засоби регулювання. 4.3. Засоби регулювання.		
5. Робоча характеристика: 5.1. Промислова зона використання. 5.2. Діапазон зміни цієї зони при регулюванні.		

3. Схема установки, яка дозволяє пояснити конструкцію і принцип дії.

4. Перелік вивченого обладнання.

5. Таблиця з основними параметрами вивчених вентиляторів.

6. Висновки по роботі.

11.6. Контрольні запитання

1. Класифікації вентиляторів.

2. Принцип дії осьових та відцентрових типів вентиляторів.

3. Чим обмежуються області промислового використання осьових вентиляторів?

4. Чим обмежуються області промислового використання відцентрових вентиляторів?

5. Як реверсувати струмінь потоку повітря в об'єкті вентиляції при використанні осьових і відцентрових вентиляторів?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 12

«ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ ДІЇ КОМПРЕСОРІВ»

12.1. Мета роботи: ознайомитися з конструкціями, робочими параметрами, принципом дії та особливостями експлуатації компресорів.

12.2. Теоретичні відомості

Пневматичні установки призначені для виробництва стиснутого повітря тиском до 9 кгс/см^2 , яке застосовують для живлення гірничошахтного обладнання з пневматичним приводом та цілей підземного будівництва міст.

За принципом дії компресори поділяють на об'ємні і турбокомпресори.

Об'ємні компресори поділяють на поршневі та ротаційні, зокрема гвинтові. Турбокомпресори поділяють на відцентрові і осьові.

Найбільше поширення у гірничій промисловості отримали поршневі компресори та турбокомпресори відцентрового типу. Випускаються двоступеневі поршневі компресори продуктивністю 10, 20, 30, 50, $100 \text{ м}^3/\text{хв}$, турбокомпресори продуктивністю 115, 250, $500 \text{ м}^3/\text{хв}$; освоєно виробництво гвинтових компресорів, продуктивністю $25 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Поршневі компресори

По характеру процесу стиснення повітря, поршневі компресори поділяються на: одноступеневі; двоступеневі; багатоступеневі.

По кількості циліндрів розрізняють одноциліндрові та багатociліндрові компресори.

По ступеню дії компресори поділяються на прості дії та подвійної.

По розміщенню циліндрів розрізняють компресори з вертикальним, горизонтальним і кутовим розміщенням. До останніх відносяться компресори з V-подібним і W-подібним розміщенням циліндрів.

У гірничій промисловості та для підземного будівництва міст найбільшого застосування набули поршневі компресори загального призначення: 2ВГ, 55-В, В300-2К, ВП-50/8 та інші; з них нові компресори 2М10-50/8 і 4М10-100/8. Розглянемо компресор 4М10-100/8 (рис. 12.1). У шифрі компресорів зазначено: 4 - кількість рядів; М - багаторядна база; 10 - величина поршневої сили одного ряду; 100 - продуктивність компресора, $\text{м}^3/\text{хв}$; 8 - кінцевий надлишковий тиск, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

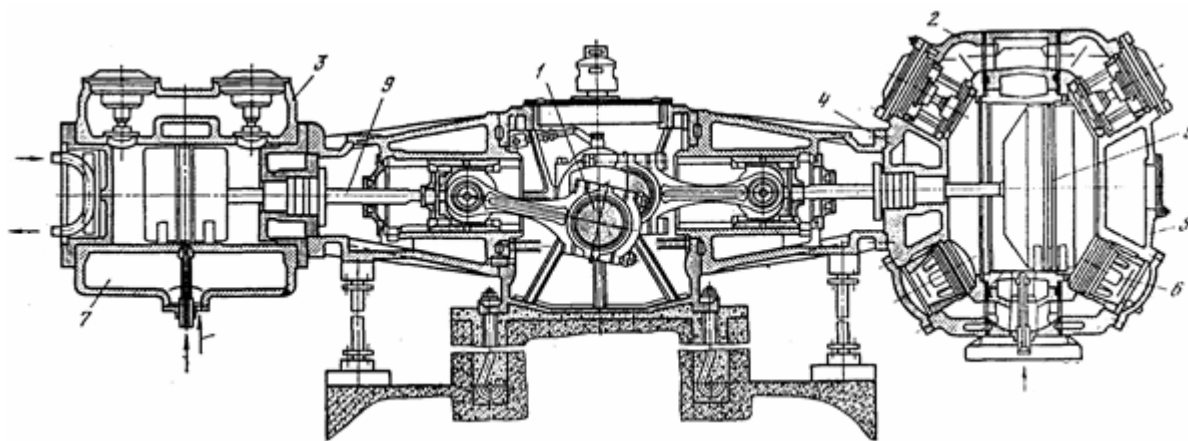


Рисунок 12.1. Повздовжній розріз компресора 4М10-100/8

Компресор чотирьохциліндровий з двома ступенями стиснення. Привод - синхронний електродвигун. Фундаментна рама - чавунна, лита, прямокутної форми, коробчатого перерізу. У поперечних стінках рами розташовані носії корінних підшипників, нижня частина рами використовується як маслосбірник. Кривошипно-шатунні механізми 9 компресору розміщені по обидві частини колінчатого валу 1. Циліндри 2, 3 відповідно I і II ступенів чавунні, литі, подвійної дії. Вода для охолодження циркулює у водяних рубашках 7. Поршні 8 – пустотілі, дискові, ковзаючі. Сальники – металеві з плоскими ущільнюючими елементами. Система змащування механізмів руху – циркуляційна, від окремого агрегату з індивідуальним приводом. Охолодження компресора – водяне, послідовне, з відкритим витокм води. Вода підводиться до проміжного і масляного холодильників від колектору. З проміжного холодильника частина води надходить для охолодження циліндрів. Компресор обладнаний системою автоматизації. У систему автоматизації входить автоматичне регулювання продуктивності.

Теоретичний робочий процес одноступеневого поршневого компресора

Ідеалізація теоретичного процесу стиснення повітря в компресорі полягає в відсутності втрат енергії на тертя в клапанах і поршня, у відсутності шкідливого простору та змін стану повітря при його стисненні. Діаграма роботи ідеального поршневого компресора наведена на рис. 12.2, де 1-2 – лінія всмоктування, 2-3 – лінія стиснення, 3-4 – лінія нагнітання, V_1 – об'єм повітря, що всмоктується при тискові P_1 ; V_2 – об'єм повітря, що нагнітається при тискові P_2 , L - робота стиснення.

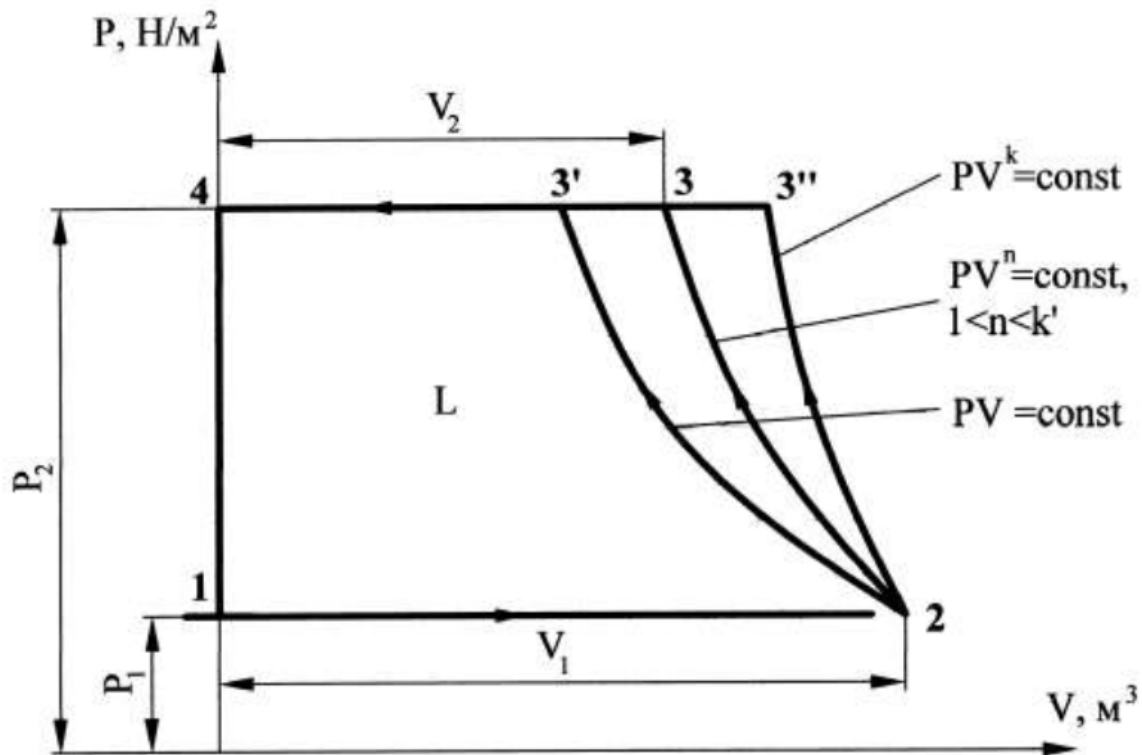


Рисунок 12.2. Діаграма теоретичного одноступеневого стиснення.

Процес стиснення повітря в компресорі супроводжується нагріванням повітря і суттєво залежить від умов його охолодження. При ізотермічному стисненні (крива 2-3') передбачається, що все тепло, яке виникає в процесі стиснення, відводиться, і температура повітря, що стискається, залишається постійною, $PV = \text{const}$. При адіабатному стисненні (крива 2-3'') – повністю відсутній теплообмін з навколишнім середовищем, $PV^k = \text{const}$. Політропне стиснення (крива 2-3) супроводжується частковим відводом тепла, $PV^n = \text{const}$. Показник політропи n залежить від інтенсивності охолодження повітря, що стискається, і має проміжне значення між показником ізотерми ($n=1$) і адіабати ($n=k$), тобто $1 < n < k$. Робота стиснення повітря L являє собою

площу, замкнену циклом роботи компресора, наприклад 1-2-3-4-1 – для політропного процесу. Як видно із діаграми, мінімальна робота (площа) відповідає ізотермічному процесу стиснення 1-2-3'-4-1, тобто примусове охолодження компресора сприяє зниженню енергоємності процесу стиснення повітря.

Дійсний процес одноступеневого стиснення

Дійсність процесу стиснення повітря в циліндрі компресора полягає в урахуванні впливу шкідливого простору, втрат енергії на відкриття і закриття клапанів, вологості повітря та нещільностей. Шкідливим вважається простір, що знаходиться між поршнем при крайньому його положенні нагнітання та кришкою циліндра, а також простір клапанних пластин. Після закінчення процесу нагнітання в шкідливому просторі циліндра залишається частина стисненого повітря, яке при зворотному всмоктуючому ході поршня протидіє входу в циліндр атмосферного повітря.

На рис. 12.3. наведена діаграма роботи компресора із врахуванням дії шкідливого простору. Геометричний об'єм циліндра, що забезпечується ходом поршня S , позначено – V , а шкідливий простір між кришкою циліндра і поршнем в крайньому лівому його положенні нагнітання позначено як частка mV .

Процес нагнітання, що відповідає лінії 3-4, із-за шкідливого простору фактично завершується в точці 4'. При подальшому зворотному ході поршня об'єм стисненого повітря mV , що залишився в циліндрі, розширюється, цей процес зображено політропою 4'-1'. Наступний цикл всмоктування атмосферного повітря при цьому настає не в точці 1, а в

точці 1', що призводить до зменшення об'єму повітря всмоктування до величини V_0 , меншої фактичного об'єму циліндра V .

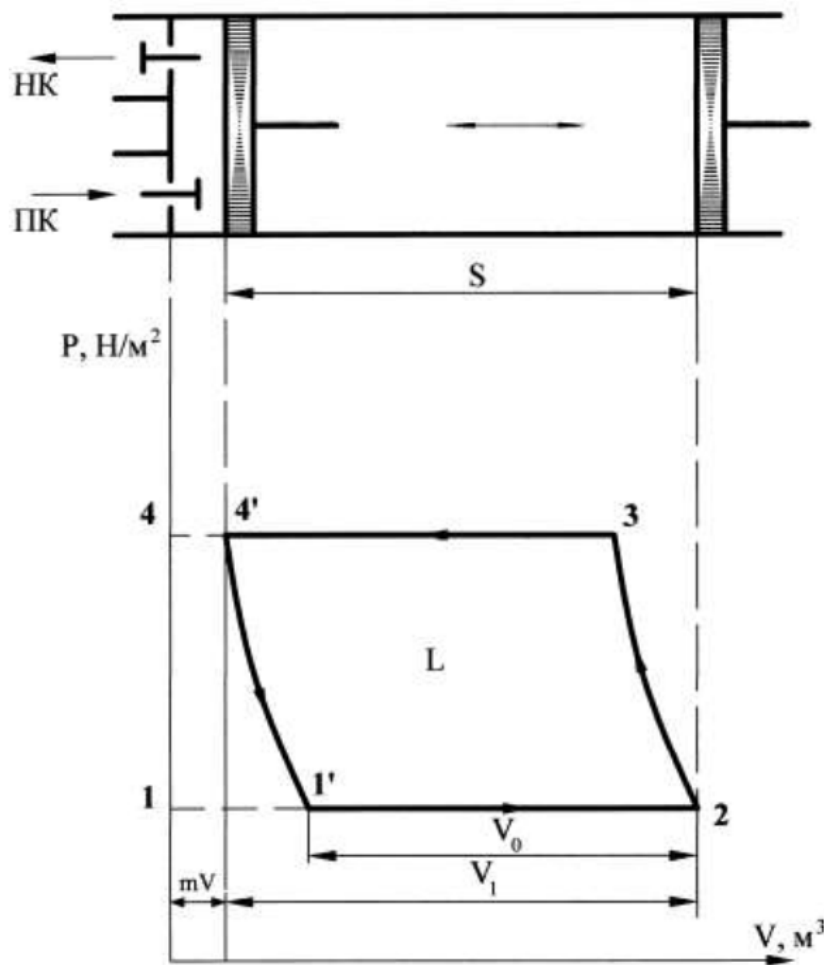


Рисунок 12.3. Діаграма одноступеневого стиснення із врахуванням дії шкідливого простору (ПК, НК - підводячий та нагнітальний клапани).

Способи регулювання продуктивності поршневих компресорів

Регулювання продуктивності компресорів необхідно здійснювати в зв'язку зі змінними витратами стисненого повітря в пневматичній мережі. Для регулювання продуктивності поршневих компресорів застосовуються наступні способи.

Регулювання віджимом підводячих клапанів. Підводячий клапан ПК циліндра поршневого компресора протягом циклу роботи відкритий при фазі всмоктування повітря і закритий на етапах фаз стиснення повітря в циліндрі і його виштовхування через напірний клапан НК (рис. 12.3) в пневматичну мережу. Якщо підводячий клапан примусово відкривати частково на початку фази стиснення, то частина повітря із циліндра викидається в атмосферу, зменшуючи продуктивність компресора. Віджим клапанів може здійснюватися вручну – для розвантаження компресора і полегшення його запуску, або автоматично – для регулювання продуктивності компресора в функції тиску повітря в пневмомережі. При цьому регулювання продуктивності компресора здійснюється з допомогою автоматичного регулятора, що складається з датчику тиску повітря та пристрою віджиму пластин підводячого клапана. В двохступеновому компресорі віджимаються пластини клапанів обох ступенів стиснення, при цьому із циліндра другого ступеня стиснення повітря виштовхується в проміжний холодильник.

Регулювання включенням додаткового шкідливого простору циліндра. Природний шкідливий простір mV (рис. 12.3) призводить до зменшення продуктивності компресора порівняно з його теоретичним значенням. Якщо в циліндрі компресора передбачити додатковий шкідливий простір V_o , підключення якого до робочого об'єму циліндра здійснюється через допоміжний клапан, що вводиться в дію реле тиску, то можна отримати зменшення фактичної продуктивності компресора.

Регулювання дроселюванням всмоктування. Пристроєм регулювання може бути засувка, що розташовується перед підводячим клапаном циліндра компресора. Зменшення прохідного перерізу дроселя (засувки) призводить до збільшення його опору руху повітря і відповідно до

зниження тиску повітря на вході в циліндр. Чим більше дроселювання, тим нижче розташовані лінії всмоктування на індикаторній діаграмі (рис. 12.3). При цьому лінія нагнітання не змінюється, внаслідок чого збільшується ступінь стиснення і відповідно збільшується температура в кінці стиснення, а також питомі енерговитрати. Даний спосіб регулювання має область застосування обмежену недопустимим ростом температури.

Дренаж – скидання частини повітря з виходу компресора в атмосферу.

Регулювання зміною швидкості обертання привідного двигуна. При даному способі регулювання конструкція компресора не обмежується додатковими пристроями регулювання, а зменшення швидкості обертання і, відповідно, продуктивності компресора сприяє зменшенню тертя в рухомих частинах компресора, зниженню швидкості руху повітря в клапанах і втрат тиску, поліпшується охолодження повітря, що в кінцевому результаті призводить до зменшення площі індикаторної діаграми одного оберту, енерговитрат та питомих енерговитрат. Більш того, регулювання здійснюється без змін ступеня стиснення і температури, що надає можливість здійснювати регулювання в самих широких межах. Тому даний спосіб регулювання являється найбільш економічним, хоча передбачає застосування більш дорогого регульованого привідного двигуна.

Регулювання почергово-короткочасним включенням компресорної установки. Спосіб передбачає декілька хвилинну зупинку компресорної установки шляхом відключення привідного двигуна, або від'єднання муфтою вала компресора від електродвигуна. При цьому використовуються об'ємні акумуляційні можливості пневматичної мережі,

повітрозбірників, кінцевого холодильника і т.п. для тимчасового згладжування коливань тиску в пневматичній мережі при включеному і відключеному стані компресора. Спосіб являється найбільш економічним при регулюванні продуктивності компресора в межах 0 100 %, але рекомендується для застосування в компресорних установках невеликої потужності з врахуванням шкідливості динамічних навантажень в пускових режимах великих махових мас.

Турбокомпресори

У гірничій промисловості застосовують відцентрові компресори.

В одній ступені турбокомпресору ступінь підвищення тиску може складати 1,5-2,0. Тому для отримання кінцевого тиску застосовують багатоступеневі компресори. У такому компресорі повітря робочого колеса I ступеня попадає у дифузор, звідки, проходячи через зворотній направляючий апарат, надходить у робоче колесо II ступеня і так далі. Багатоступеневий турбокомпресор ділиться на секції по два-три ступені (колеса) у кожній.

У гірничій промисловості широко застосовуються компресори К-500-61-1, К-250-61-1, ЦК-135/8, ЦК-115/9.

Розглянемо компресор К-250-61-1 (рис. 12.4). Він має шість ступенів стиснення; робочі колеса об'єднані у три секції, по два колеса у кожній. Корпус чавунний, литий з горизонтальними і вертикальними роз'ємами. За допомогою діафрагм внутрішня камера корпуса ділиться на ступені стиснення, вони призначені для зміни напрямку руху повітря, яке надходить у колесо після проходу через зворотній направляючий апарат.

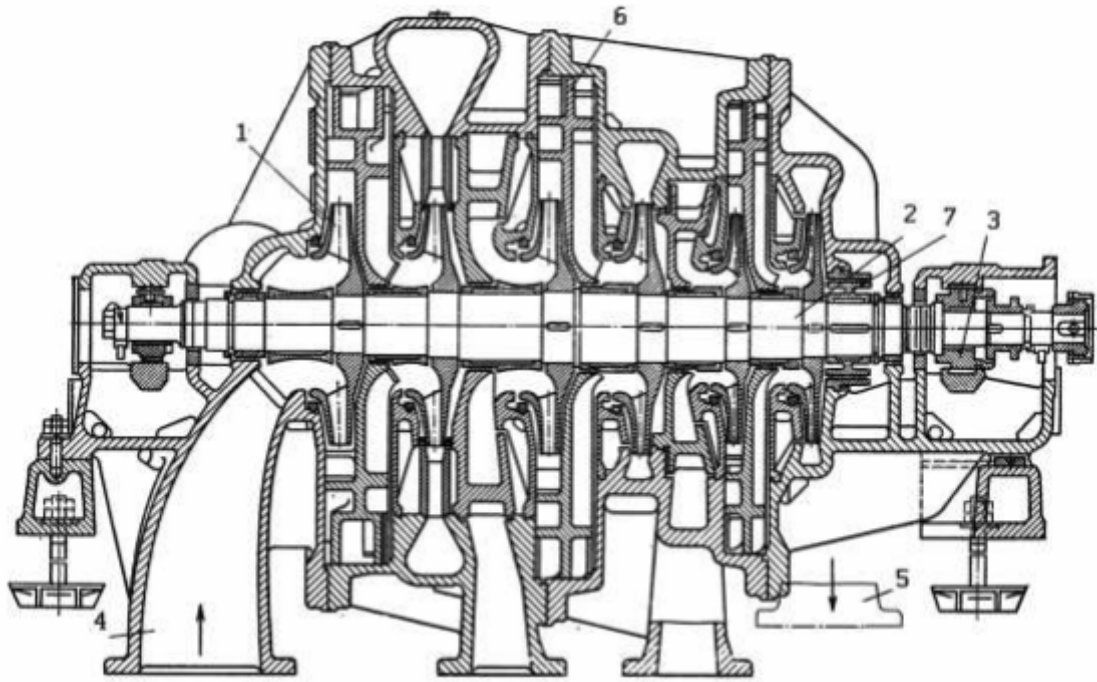


Рисунок 12.4. Повздовжній розріз компресора К-500-61-1: 1 – робочі колеса; 2 – вал ротора; 3 – підшипники; 4 і 5 – відповідно підвідний і напірний патрубки; 6 – діафрагма; 7 – думміс.

Ротор компресора має шість робочих коліс, лопатки, які вифреззовані з тіла диску. Компресор працює з редуктором, який з'єднаний з валом компресора і валом двигуна за допомогою зубчатих муфт.

Компресор обладнаний автоматичним регулюючим пристроєм, за допомогою якого підтримується постійний тиск нагнітання.

Гвинтові компресори

Повітря в цих об'ємних машинах стискається за рахунок зменшення його об'єму в робочій порожнині. У корпусі компресору (рис. 12.5) розташовані ротори, на середній частині яких нарізані гвинти, які являють собою циліндричні косозубі великомодульні шестерні з зубцями

спеціального профілю. Головний ротор з'єднаний з двигуном, має випуклі широкі зубці, а ведений ротор – ввігнуті, тонкі. Осьові зусилля, які діють на ротор, сприймаються упорними підшипниками. Для герметизації внутрішніх порожнин служать ущільнення. Корпус компресора оснащений порожнинами для циркуляції охолоджувальної рідини або ребрами для повітряної рубашки охолодження.

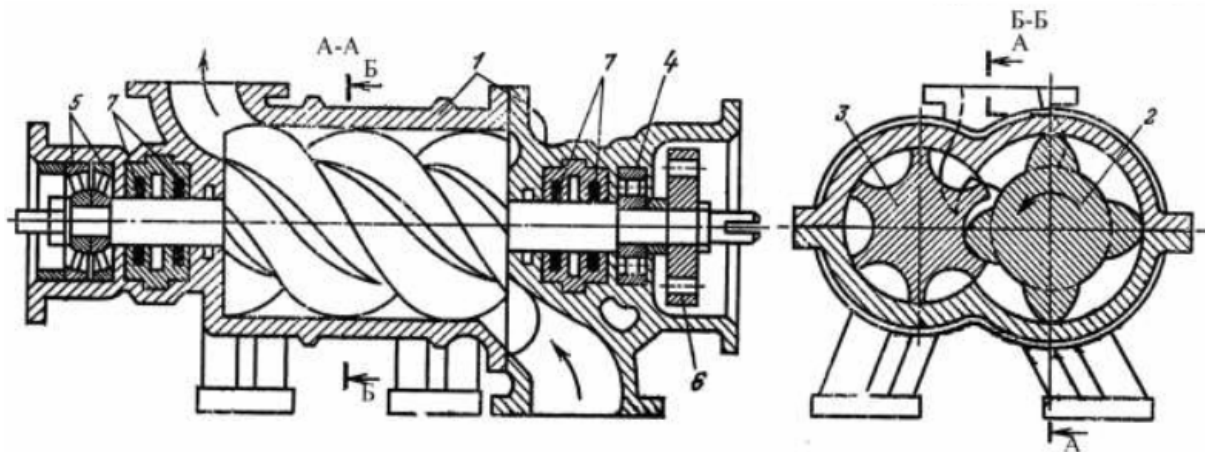


Рисунок 12.5. Схема гвинтового компресора: 1 – корпус; 2 – ведучий ротор; 3 – ведений ротор; 4,5 – підшипники ротора; 6 – шестерня; 7 – ущільнення.

Перевага гвинтових компресорів: невеликі габарити, відсутність клапанів; малі витрати масла і води; висока надійність; довговічність та економічність.

12.3. Обладнання та вимірювальна апаратура

Компресори поршневий, відцентровий та гвинтовий.

12.4. Порядок виконання роботи

За зразками компресорів, які є в лабораторії, альбомом креслень, плакатами вивчити їх будову, конструкційні особливості та принцип дії. Розібрати та зібрати компресор або його вузол по завданню викладача. У таблицю 12.1 занести коротку характеристику і класифікаційні ознаки компресорів. Порівняти параметри компресорів і вказати галузь їх застосування.

12.5. Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Короткі відомості про різні типи компресорів.
3. Схема установки, яка дозволяє пояснити конструкцію і принцип дії.
4. Перелік вивченого обладнання.
5. Таблиця з основними параметрами вивчених компресорів.
6. Висновки по роботі.

Таблиця 12.1. Характеристики компресорів

Експлуатаційні параметри і конструктивні ознаки	Компресор №1	Компресор №2
1. Тип компресора.		
2. Індекс компресора і його розшифровка.		

3. Експлуатаційні параметри: 3.1. Продуктивність. 3.2. Тиск. 3.3. Потужність. 3.4. ККД.		
4. Класифікаційні ознаки: 4.1. Конструкція робочого органу. 4.2. Система охолодження. 4.3. Засоби регулювання.		

12.6. Контрольні запитання

1. Класифікація компресорів.
2. Принцип дії, переваги та недоліки поршневих, ротаційних і турбокомпресорів.
3. Які переваги багатоступеневого стиснення?
4. Чому при регулюванні поршневих компресорів застосовують дроселювання лише на лінії всмоктування?

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч. / С.П. Шевчук, О.М. Попович, В.М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. – 308 с.
2. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посіб. / М.В. Холоменюк. – Дніпропетровськ: Нац. гірн. ун-т, 2004. – 330 с.
3. Гідравліка, гідро- та пневмопривод: підручник / за ред. О.О. Федорця, О.Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – К.: Знання, 2009. – 502 с.
4. Носырев Б.А. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов / Б.А. Носырев, С.П. Белов. – Екатеринбург: УГГГА, 2000. – 278 с.
5. Чебаевский В.Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов. – М.: Колос, 2000. – 376 с.
6. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры: Учеб. пособ. / Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с.
7. George E. Totten. Handbook of Hydraulic Fluid Technology, Second Edition / George E. Totten, Victor J. De Negri. – CRC Press, 2011. – 982 p.